

## 明 細 書

### 自動調心ころ軸受

#### <技術分野>

本発明は、一般産業機械、工作機械、振動篩、鉄鋼用、二輪車エンジン等に使用される自動調心ころ軸受の長寿命化に関する。

#### <背景技術>

自動調心ころ軸受は、取付け誤差や衝撃荷重により外輪や内輪が傾斜しても転動体の接触状態は変化しないため、異常荷重の発生を防止できるとともに、ラジアル負荷能力を大きくとることができる利点がある。そのため、自動調心ころ軸受は、製紙機械用の各種ロールネック軸受、車両用軸受や各種産業用軸受等としても広く利用されている。

ところで、油膜が十分に形成されたクリーンな環境下において通常の玉軸受や円筒ころ軸受は材料中に含まれる非金属介在物を起点として、疲労き裂が発生、進展する内部起点型破壊で破損する。従って、玉軸受や円筒ころ軸受においては材料の清浄度を増すことによって長寿命化を図ることができる。

しかし、自動調心ころ軸受は使用条件によっては上記の軸受と異なり、クリーンな環境下で内輪表面に微小な塑性流動が形成され、そこからピーリングクラックが発生、進展してはく離に至る表面起点型の破損を生じる場合があり、材料の清浄度を上げることは自動調心ころ軸受の長寿命化に顕著な効果を示さない。

自動調心ころ軸受において、スキューは発熱の防止や軸受長寿命化に大きく影響する。

この対策として、内輪と転動体間の摩擦係数や外輪と転動体間の摩擦係数を制御するために、軸受の接触面積や軌道面の表面粗さを調整することが実施されている。例えば、外輪軌道面の粗さを内輪軌道面の粗さより粗くし(内輪軌道面の表面粗さが0.

1  $\mu\text{mRa}$  以下で、外輪軌道面の表面粗さが 0. 2  $\mu\text{mRa}$  以上)、スキューを制御して長寿命化を図る事例が開示されている（特公昭 5 7 - 6 1 9 3 3 号公報参照）。

寿命が延びる理由としては、外輪を内輪の粗さより粗くすると、転動体が軸受の外側に傾く正のスキューが生じてアキシャル荷重を緩和するためであるとされている。また、転動体が軸受の内側に傾く負のスキューはアキシャル荷重を増幅させるため、軸受寿命には悪影響を及ぼすとされている。

しかしながら、単に外輪軌道面の粗さを内輪軌道面の粗さより粗くしただけでは、負のスキューが生じやすくなる場合や、負のスキューが大きくなっても寿命が延びる場合があり、スキューコントロールが寿命延長に決定的な効果があるとは言い難い。また、外輪軌道面の粗さを粗くし過ぎると、油膜厚さに比べて外輪軌道面の凹凸が大きくなるため、潤滑の状態が悪化し、逆に短寿命となり易い。

また、外輪軌道面の表面粗さを内輪軌道面の表面粗さよりも粗くして摩擦力を大きくするとスキューの制御や微小滑りの抑制に有効ではある。しかし、実際、1 個の軸受において内輪軌道面および外輪軌道面の表面粗さは、内外輪の場所によってばらつき（円周方向でのばらつき）をもっている。このため内輪軌道面と転動体の接触部および外輪軌道面と転動体の接触部での摩擦力の大きさが軸受の回転に伴い、場所によって変化してしまうため、実際のスキュー抑制や微小領域での滑りを抑制する効果が変動するおそれがある。

例えば、一つの軸受の中で、数箇所の粗さを測定した場合に、個々の粗さの値がばらつきを持っている。加工状態が悪い場合には、粗さの範囲で見た場合に、内輪軌道面の粗さと外輪軌道面の粗さ範囲がかなり近寄ったり、値が重なって内輪軌道面と外輪軌道面の表面粗さが逆転するような部位があると、転動体と内外輪の接触部における摩擦力が変化し、ころの回転が不安定になって、内輪と転動体の接触部で微小な滑りが発生しピーリングなどの表面損傷を生じやすくなる。

したがって、外輪軌道面の表面粗さを内輪軌道面の表面粗さより粗くするだけでは不十分であり、軸受の中での外輪軌道面の粗さ分布と内輪軌道面の粗さ分布を考慮した上で、外輪軌道面と内輪軌道面の表面粗さの比を規定しなければならない。

また、自動調心ころ軸受では、一般的に高温での使用条件下で残留オーステナイトが分解して寸法変化が生じるため、内外輪には200℃以上の高温焼戻しを施し、残留オーステナイト量をほぼ0%にすることがなされている。この高温焼戻し処理によって、残留オーステナイトを分解させることは可能であるが、硬さが低下してしまうという弊害があるために、内輪にピーリングなどの表面損傷が生じやすくなり、短寿命となる。

これに対して、外輪を粗くする、すなわち内輪軌道面における中心線の粗さ範囲の上限値を、外輪軌道面における中心線の粗さ範囲の下限値より大きくすることによって、上述したように内輪におけるピーリング等の表面損傷を抑制することができ、内輪での破損を抑制することができる。しかし、その一方で、粗さの大きい外輪と粗さの比較的良好なころの接触部で摩擦力が大きくなることによって、外輪がころを駆動することとなる。したがって、ころ表面の疲労が著しく進行するのである。

#### <発明の開示>

本発明は上記の点に着目してなされたもので、ピーリング等の表面損傷による早期剥離を抑制して寿命の延長を図ることのできる自動調心ころ軸受を提供することを課題とするものである。

上記課題を解決するために、本発明の第1の自動調心ころ軸受は、内輪と外輪との間に転動体としての複列のころが周方向に転動可能に配設された自動調心ころ軸受において、前記外輪の内周面に形成された外輪軌道面の粗さが前記内輪の外周面に形成された内輪軌道面の粗さより粗く、前記外輪軌道面の平均粗さ $R_a$ が軸方向及び円周方向にて $0.1\mu m \leq R_a \leq 0.5\mu m$ であり、且つ、前記外輪軌道面の粗さを示す粗さ曲線の粗さの山の数を $n$ 、前記粗さ曲線の隣り合う山間の間隔を $S_i$ としたとき、

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i$$

で定義される粗さパラメータ $S$ を $0 < S \leq 20\mu m$ としたことを特徴とするものである。

より好ましくは、前記転動体の転動面の平均粗さは $R_a < 0.1 \mu m$ 、前記内輪の軌道面の平均粗さは $R_a < 0.15 \mu m$ である。

より好ましくは、前記内輪軌道面における中心線の粗さ範囲の上限値を $R_{ai}$ 、前記外輪軌道面における中心線の粗さ範囲の下限値を $R_{ao}$ とした場合に、 $R_{ao}/R_{ai} \geq 1.5$ の式を満足し、かつ前記転動体と少なくとも前記内輪及び外輪のいずれか一つとの残留オーステナイト量 $\gamma_R$ の差が体積比で3%以上である。

より好ましくは、前記外輪の幅を $B$ 、前記外輪の両端面からの距離を $b_1$ 、 $b_2$ としたとき、 $b_1/(B/2) \leq 0.9$ 、 $b_2/(B/2) \leq 0.9$ の領域で、且つ、 $0.1mm \sim 1.0mm$ の測定長さで、前記外輪軌道面の平均粗さ $R_a$ が軸方向及び円周方向にて $0.1 \mu m \leq R_a \leq 0.5 \mu m$ であり、且つ、前記粗さパラメータ $S$ が $0 < S \leq 20 \mu m$ である。

より好ましくは、前記外輪軌道面が互いに交差する加工目を有し、前記加工目が超仕上げ加工にて形成される。

また、本発明の第2の自動調心ころ軸受は、内輪と外輪との間に転動体としての複列のころが周方向に転動可能に配設された自動調心ころ軸受において、前記外輪の内周面に形成された外輪軌道面の粗さが前記内輪の外周面に形成された内輪軌道面の粗さより粗く、前記外輪軌道面の平均粗さ $R_a$ が軸方向及び円周方向にて $0.1 \mu m \leq R_a \leq 0.5 \mu m$ 、前記転動体の転動面の平均粗さを $R_a < 0.1 \mu m$ 、前記内輪の軌道面の平均粗さを $R_a < 0.15 \mu m$ としたことを特徴とするものである。

より好ましくは、前記内輪軌道面における中心線の粗さ範囲の上限値を $R_{ai}$ 、前記外輪軌道面における中心線の粗さ範囲の下限値を $R_{ao}$ とした場合に、 $R_{ao}/R_{ai} \geq 1.5$ の式を満足し、かつ前記転動体と少なくとも前記内輪及び外輪のいずれか一つとの残留オーステナイト量 $\gamma_R$ の差が体積比で3%以上である。

より好ましくは、前記外輪軌道面が互いに交差する加工目を有し、前記加工目が超仕上げ加工にて形成される。

さらに、本発明の第3の自動調心軸受は、内輪と外輪との間に転動体としての複列のころが周方向に転動可能に配設された自動調心ころ軸受において、前記外輪の内周面に形成された外輪軌道面の粗さが前記内輪の外周面に形成された内輪軌道面の粗さより粗く、前記内輪軌道面における中心線の粗さ範囲の上限値を $R_{ai}$ 、前記外輪軌

道面における中心線の粗さ範囲の下限値を  $R_{ao}$  とした場合に、 $R_{ao}/R_{ai} \geq 1.5$  の式を満足し、かつ前記転動体と少なくとも前記内輪及び外輪のいずれか一つとの残留オーステナイト量  $\gamma R$  の差が体積比で 3 % 以上であることを特徴とするものである。

より好ましくは、前記外輪軌道面が互いに交差する加工目を有し、前記加工目が超仕上げ加工にて形成される。

上述した本発明の第 1 の自動調心ころ軸受によれば、ころと接触する外輪軌道面の全領域において局所的な粗さのばらつきが少なくなり、ころに対する外輪軌道面の摩擦係数が安定して増大するので、ころの自転滑りが抑制され、ピーリング等の表面損傷による早期剥離を抑えて寿命の延長を図ることができる。

また、外輪軌道面の粗さパラメータ  $S$  を  $0 < S \leq 20 \mu m$  としたことで、外輪軌道面ところとの接触部における摩擦係数が増大し、ころの滑りが抑制されるので、ピーリング等の表面損傷による早期剥離を抑制して自動調心ころ軸受の長寿命化を図ることができる。

また、本発明の第 2 の自動調心ころ軸受によれば、自動調心ころ軸受の破損原因となる内輪と転動体に作用する接線力を抑制する目的で、転動体転動面の平均粗さを  $R_a < 0.1 \mu m$ 、内輪軌道面の平均粗さを  $R_a < 0.15 \mu m$ 、外輪軌道面の平均粗さを  $0.1 \mu m \leq R_a \leq 0.5 \mu m$  とすることにより、内輪軌道面に微小塑性流動が発生するのを抑制し、安定した長寿命化を達成することができる。

また、本発明の第 3 の自動調心ころ軸受によれば、転動体であるころを軌道輪よりも硬くし、かつ残留オーステナイトを残すことにより、外輪の粗さを大きくした場合には内輪での微小滑りが抑制されて、内輪の表面疲労が低減されるが、ころが最も表面疲労を受けやすい部位となり、この現象からすれば、最も疲労を受け易いころを表面疲労に対して強い材料仕様にすることによって、寿命が延長するのである。このようなピーリングのような表面損傷に対しては、転動体の表面硬さを高くすると同時に残留オーステナイトを残すことが非常に有効である。

#### <図面の簡単な説明>

図 1 は、本発明の第 1 実施形態に係る自動調心ころ軸受の軸方向断面図であり、

- 図 2 は、本発明に係る自動調心ころ軸受の作用を説明するための図であり、
- 図 3 は、表 1 に示した試験軸受の平均粗さと寿命比との関係を示す図であり、
- 図 4 は、試験軸受の外輪軌道面の粗さを  $b_1 / (B / 2) = 0.1 \sim 0.9$ 、測定長さ  $l = 0.5 \text{ mm}$  の条件で測定したときの測定結果を示す図であり、
- 図 5 は、試験軸受の円周方向粗さと軸方向粗さとの関係を示す図であり、
- 図 6 は、外輪軌道面の粗さパラメータ  $S$  を説明するための図であり、
- 図 7 は、外輪軌道面の粗さパラメータ  $S$  が大きい場合と小さい場合の外輪軌道面ところとの接触状態を模式的に示す図であり、
- 図 8 は、外輪軌道面ところとの接触部における摩擦係数の測定値を示す図であり、
- 図 9 は、外輪軌道面ところとの接触部における摩擦係数を大きくした場合の潤滑状態を模式的に示す図であり、
- 図 10 は、外輪軌道面の粗さ模様を模式的に示す図であり、
- 図 11 は、外輪軌道面の平均粗さと粗さパラメータの測定位置を模式的に示す図であり、
- 図 12 は、表 2 の粗さパラメータと寿命比との関係を示す図であり、
- 図 13 は、本発明の第 2 実施形態に係る自動調心ころ軸受の軸方向断面図であり、
- 図 14 は、2 円筒試験機の概略図であり、
- 図 15 は、駆動側試験片の表面粗さと接線力の大きさの比との関係を示すグラフ図であり、
- 図 16 は、従動側試験片の表面粗さと接線力の大きさの比との関係を示すグラフ図であり、
- 図 17 は、荷重負荷圏での転動体が外輪から受ける接線力の方向を説明するための説明図であり、
- 図 18 は、非負荷圏での転動体が外輪から受ける接線力の方向を説明するための説明図であり、
- 図 19 は、表 3 の寿命比を整理したグラフ図であり、
- 図 20、本発明は、第 3 実施形態に係る自動調心ころ軸受の軸方向断面を示す概略全体図であり、

図 2 1 は、外輪軌道面と内輪軌道面の表面粗さの範囲と、外輪の粗さ範囲における下限値  $R_{ao}$  と内輪の粗さ範囲の上限値  $R_{ai}$  との比率を示す図であり、

図 2 2、外輪の粗さ範囲における下限値  $R_{ao}$  と内輪の粗さ範囲の上限値  $R_{ai}$  との比率の値と寿命比の関係を示す図である。

なお、図中の符号、10 は、自動調心ころ軸受、11、21、31 は、内輪、12 a、12 b、22、32 a は、内輪軌道面、13、23、33 は、外輪、14、24、34 a は、外輪軌道面、15、25、35 は、ころ（転動体）、16、26、36 は、保持器である。

#### <発明を実施するための最良の形態>

以下、本発明の実施形態を図に基づいて説明する。なお、本実施形態は、本発明の一実施形態にすぎず何等これに限定して解釈されるものではなく、本発明の範囲内において適宜設計変更可能である。

以下、本発明の第 1 実施形態を図 1 ～ 1 2 に基づいて説明する。

図 1 は、本発明の第 1 実施形態に係る自動調心ころ軸受の軸方向断面図である。同図において、本発明の第 1 実施形態に係る自動調心ころ軸受 10 は内輪 11 を備えている。この内輪 11 の外周面には、複列軌道（内輪軌道面ともいう）12 a、12 b が内輪 11 の円周方向に沿って形成されている。また、自動調心ころ軸受 10 は外輪 13 を備えている。この外輪 13 の内周面には、複列一体の球面軌道（外輪軌道面ともいう）14 が外輪 13 の円周方向に沿って形成されている。

内輪軌道面 12 a、12 b 及び外輪軌道面 14 は互いに対向している。内輪軌道面 12 a と外輪軌道面 14 及び内輪軌道面 12 b と外輪軌道面 14 との間には、複数個のころ 15 が設けられている。これらのころ 15 は保持器 16 に保持されている。その周面部は内輪軌道面 12 a、12 b 及び外輪軌道面 14 とほぼ同じ曲率半径で円弧状に形成されている。

外輪軌道面 14 は、その粗さが内輪軌道面 12 a、12 b の粗さ（通常は  $0.05 \mu\text{m}$  ～  $0.15 \mu\text{m}$ ）より粗くなっている。さらに、外輪軌道面 14 は図示しない砥石の回転軸を外輪 13 の中心軸と平行にして研削加工された後、砥石を外輪 13 の軸方向に

揺動させて超仕上げ加工されている。その軸方向及び円周方向の平均粗さ  $R_a$  は、外輪 13 の幅を  $B$ 、外輪 13 の両端面からの距離を  $b_1$ 、 $b_2$  としたとき、 $b_1 / (B / 2) \leq 0.9$ 、 $b_2 / (B / 2) \leq 0.9$  の領域で且つ  $0.1\text{mm} \sim 1.0\text{mm}$  の測定長さ内で  $0.1\mu\text{m} \leq R_a \leq 0.5\mu\text{m}$  となっている。

このように、外輪軌道面 14 の軸方向及び円周方向の平均粗さ  $R_a$  を  $b_1 / (B / 2) \leq 0.9$ 、 $b_2 / (B / 2) \leq 0.9$  の領域で且つ  $0.1\text{mm} \sim 1.0\text{mm}$  の測定長さ内で  $0.1\mu\text{m} \leq R_a \leq 0.5\mu\text{m}$  に設定すると、ころ 15 と接触する外輪軌道面 14 の全領域において局所的な粗さのばらつきが少なくなり、ころ 15 に対する外輪軌道面 14 の摩擦係数が安定して増大するので、ピーリング等の表面損傷による早期剥離を抑制して寿命の延長を図ることができる。

また、上述した実施形態では砥石の回転軸を外輪 13 の中心軸と平行にして外輪軌道面 14 を研削加工した後、砥石を外輪 13 の軸方向に揺動させて外輪軌道面 14 を超仕上げ加工したことで、外輪軌道面 14 に生じる研削痕が図 2 (c) のように網目模様となる。すなわち、超仕上げ加工により外輪軌道面 14 が互いに交差する加工目が形成される。これにより、粗さのばらつきが少ない外輪軌道面となるので、自動調心ころ軸受の寿命をより効果的に延ばすことができる。ここで、図 2 (c) の  $\theta$  は加工目の円周方向の交差角である。この加工目の交差角を、軌道面の円周方向に対して  $90^\circ \sim 150^\circ$  の範囲にすることにより、円周方向と軸方向の粗さをより近づけ易くなる。

外輪軌道面の研削方法としては、通常、砥石の回転軸を外輪の中心軸と平行にして研削加工する方法（以下「ストレート研削」という）と、外輪の幅より大きな直径を有するカップ状砥石を用いて研削加工する方法（以下「カップ砥石研削」という）とがある。このうち、ストレート研削は、外輪軌道面に生じる研削痕が図 2 (a) のように外輪の円周方向に対して平行な直線状の模様となる。このため、外輪軌道面の粗さを外輪の軸方向に沿って測定すると、外輪の円周方向に沿って測定した場合と比較して測定値が大きくなる。しかし、外輪軌道面をころが転動するときには発生する摩擦力は外輪の円周方向に作用するため、外輪の軸方向に沿って測定した場合の外輪軌道面の粗さは、外輪の円周方向に沿って測定した場合の粗さと比較して摩擦係数を増加



させる効果が小さい。また、外輪の軸方向に沿って測定したときの平均粗さ  $R_a$  が大きい場合には摩擦係数を増加させる効果はある。しかし、平均粗さ  $R_a$  が大きすぎる場合には油膜厚さに対する外輪軌道面の凹凸が大きくなり、潤滑の状態が悪化して短寿命となり易い。

一方、カップ砥石研削は、カップ状砥石の回転軸を外輪の中心軸に対して垂直にして研削加工する方法であるため、外輪軌道面に生じる研削痕が図 2 (b) のように外輪の中央部を頂点とする曲線状の模様となる。このため、外輪軌道面の粗さを外輪の軸方向に沿って測定すると、外輪軌道面の端部では研削痕が軸方向や円周方向に対して傾きを持つため、外輪の円周方向に沿って測定した場合と同様に平均粗さ  $R_a$  が大きくなる。また、カップ砥石研削の場合は研削痕が外輪軌道面の端部付近で交差するため、摩擦係数を一層高めることができるが、外輪軌道面の中央部付近では研削痕が外輪の軸方向に対してほぼ平行となる。このため、外輪の円周方向に沿って測定したときの平均粗さ  $R_a$  は大きくなるが、外輪の軸方向に沿って測定したときの平均粗さ  $R_a$  はそれほど大きくならない。ストレート研削と比較してカップ砥石研削のほうが外輪円周方向の摩擦係数を大きくして自転滑りを抑制することができるが、外輪軌道面をカップ状砥石で研削した場合、外輪軌道面の中央部付近の摩擦係数が端部付近の摩擦係数と比較して小さくなる。このため、外輪軌道面の位置によって摩擦係数に変化し、ころの転がり運動が不安定になる。

これに対して、本実施形態のように、砥石の回転軸を外輪の中心軸と平行にして外輪軌道面を研削加工した後、砥石を外輪の軸方向に揺動させて外輪軌道面を超仕上げ加工すると、外輪軌道面に生じる研削痕が図 2 (c) のように網目模様となり、粗さのばらつきが少ない外輪軌道面となるので、自動調心ころ軸受の寿命をより効果的に延ばすことができる。

上述した効果を確認するために、本発明者らは、回転数：1500  $\text{min}^{-1}$ 、試験荷重：45217N、潤滑条件：RO68 の試験条件で自動調心ころ軸受の寿命試験を行った。また、本発明者らは、下記の測定条件 1～3 にて外輪軌道面の平均粗さ  $R_a$  を寿命試験の前に測定した。なお、寿命試験は寿命比 26.3 で打ち切りとした。

測定条件 1 ……測定長さ :  $l = 15\text{mm}$ 、測定方向 : 外輪軸方向、測定箇所 : 外輪軌道面全体

測定条件 2 ……測定長さ :  $l = 0.5\text{mm}$ 、測定方向 : 外輪軸方向、測定箇所 :  $b_1$   
/ $(B/2) = 0.7$

測定条件 3 ……測定長さ :  $l = 0.5\text{mm}$ 、測定方向 : 外輪円周方向、測定箇所 :  $b_1$   
/ $(B/2) = 0.4$

上述した寿命試験の試験結果と平均粗さの測定結果を表 1 に示す。

[表 1]

	粗さ形状 模式図	外輪の平均粗さ $Ra(\mu m)$			寿命比
		測定条件1 測定長さ: $l = 15mm$ 測定方向: 外輪軸方向 測定箇所: 外輪幅ほぼ全体	測定条件2 測定長さ: $l = 0.5mm$ 測定方向: 外輪軸方向 測定箇所: $b1/(B/2) = 0.7$	測定条件3 測定長さ: $l = 0.5mm$ 測定方向: 外輪円周方向 測定箇所: $b1/(B/2) = 0.4$	
TB1	実施例	0.392	0.408	0.375	18.9
TB2	実施例	0.314	0.323	0.305	23.4
TB3	実施例	0.370	0.351	0.389	26.3→
TB4	実施例	0.326	0.339	0.312	26.3→
TB5	実施例	0.321	0.311	0.330	26.3→
TB6	実施例	0.311	0.344	0.341	26.3→
TB7	実施例	0.324	0.332	0.316	26.3→
TB8	比較例	0.340	0.321	0.093	10.0
TB9	比較例	0.345	0.335	0.047	10.1
TB10	比較例	0.350	0.340	0.060	5.7
TB11	比較例	0.334	0.371	0.070	1.0
TB12	比較例	0.300	0.366	0.050	3.5
TB13	比較例	0.307	0.382	0.097	4.6
TB14	比較例	0.351	0.089	0.358	6.8
TB15	比較例	0.283	0.052	0.283	6.8
TB16	比較例	0.358	0.056	0.358	4.2
TB17	比較例	0.255	0.061	0.255	6.8
TB18	比較例	0.361	0.068	0.361	8.1
TB19	比較例	0.341	0.075	0.341	13.6
TB20	実施例	0.127	0.133	0.104	16.4
TB21	実施例	0.476	0.487	0.480	15.5
TB22	比較例	0.060	0.092	0.083	4.0
TB23	比較例	0.512	0.547	0.524	3.2

\*) → ははく離せず に試験を中断した軸受を示す

表 1 において、T B 1 ～ T B 7 及び T B 20 ～ T B 23 は外輪軌道面を図 2 (c) の方法で加工した試験軸受、T B 8 ～ T B 13 は外輪軌道面を図 2 (a) のストレート研削で加工した試験軸受、T B 14 ～ T B 19 は外輪軌道面を図 2 (b) のカップ砥石研削で加工した試験軸受をそれぞれ示している。なお、試験軸受としては、日本精工(株) 製自動調心ころ軸受(型番 22211、外径：100mm、内径：55mm、幅：25mm) を使用した。

外輪軌道面の平均粗さを測定条件 1 で測定すると、表 1 に示すように、試験軸受 T B 1 ～ T B 19 は平均粗さがほぼ同じ値を示しているが、試験軸受 T B 8 ～ T B 19 の寿命比(試験軸受 T B 11 の寿命を 1 としたときの寿命比)は、試験軸受 T B 1 ～ T B 7 の寿命比と比較して小さい値を示している。また、外輪軌道面の平均粗さを測定条件 2 で測定すると、試験軸受 T B 1 ～ T B 13 は平均粗さがほぼ同じ値を示しているが、試験軸受 T B 8 ～ T B 13 の寿命比は、試験軸受 T B 1 ～ T B 7 の寿命比と比較して小さい値を示している。そして、外輪軌道面の平均粗さを測定条件 3 で測定すると、試験軸受 T B 1 ～ T B 7、T B 14 ～ T B 19 は平均粗さがほぼ同じ値を示しているが、試験軸受 T B 14 ～ T B 19 の寿命比は、試験軸受 T B 1 ～ T B 7 の寿命比と比較して小さい値を示している。このことから、試験軸受 T B 1 ～ T B 19 のうち試験軸受 T B 1 ～ T B 7 は、試験軸受 T B 8 ～ T B 19 と比較して寿命の長い自動調心ころ軸受であることがわかる。

試験軸受 T B 20 と試験軸受 T B 22 とを比較すると、試験軸受 T B 20 はその平均粗さが試験軸受 T B 22 とほぼ同じ値(0.1  $\mu$ m 前後)を示しているが、試験軸受 T B 22 の寿命比は、試験軸受 T B 20 の寿命比と比較して小さい値を示している。このことから、外輪軌道面の平均粗さが 0.1  $\mu$ m より小さくなると、自動調心ころ軸受の寿命が短くなることがわかる。

試験軸受 T B 21 と試験軸受 T B 23 とを比較すると、試験軸受 T B 21 はその平均粗さが試験軸受 T B 23 とほぼ同じ値(0.5  $\mu$ m 前後)を示しているが、試験軸受 T B 23 の寿命比は、試験軸受 T B 21 の寿命比と比較して小さい値を示している。このことから、外輪軌道面の平均粗さが 0.5  $\mu$ m を超えると、自動調心ころ軸受の寿命が短くなることがわかる。 図 3 は、試験軸受 T B 1 ～ T B 23 の平均粗さと寿命比との関

係を示す図である。同図において、(a)は測定条件2で外輪軌道面の粗さを測定したときの平均粗さと寿命比との関係を示し、(b)は測定条件3で外輪軌道面の粗さを測定したときの平均粗さと寿命比との関係を示している。

図3から明らかなように、試験軸受TB1～TB23のうち試験軸受TB1～TB7、TB20及びTB21は、 $b_1/(B/2) = 0.7$ および $b_1/(B/2) = 0.4$ の領域で平均粗さRaが $0.1\mu\text{m} \sim 0.5\mu\text{m}$ の範囲内にあるが、試験軸受TB8～TB19、TB22及びTB23は、 $b_1/(B/2) = 0.7$ および $b_1/(B/2) = 0.4$ の領域で平均粗さRaが $0.1\mu\text{m} \sim 0.5\mu\text{m}$ の範囲から外れていることがわかる。なお、今回の粗さ測定で測定領域を $b_1/(B/2) = 0.7$ 、 $b_1/(B/2) = 0.4$ とした理由は、自動調心ころ軸受がラジアル荷重を受ける場合に最大面圧が加わる位置の近傍が $b_1/(B/2) = 0.4$ であり、内輪ところがアキシヤル荷重やモーメント荷重を受けて傾斜した場合に最大面圧が加わると考えられる位置の近傍が $b_1/(B/2) = 0.7$ であるからである。

試験軸受TB1の外輪軌道面の粗さを $b_1/(B/2) = 0.1 \sim 0.9$ 、測定長さ $l = 0.5\text{mm}$ の条件で測定したときの測定結果を図4に示す。同図において、◆は外輪軸方向の粗さを示し、■は外輪円周方向の粗さを示している。

図4に示すように、 $0.1 \leq b_1/(B/2) \leq 0.9$ の測定条件で外輪軌道面の粗さを測定すると、外輪軌道面の軸方向及び円周方向の平均粗さRaが $0.1\mu\text{m} \leq \text{Ra} \leq 0.5\mu\text{m}$ の範囲内にあることがわかる。

図5は、試験軸受TB1～TB23の円周方向粗さと軸方向粗さとの関係を示す図である。同図に示されるように、試験軸受TB1～TB23のうち試験軸受TB1～TB7、TB20及びTB21はその平均粗さが軸方向と円周方向の両方向において $0.1\mu\text{m} \sim 0.5\mu\text{m}$ の範囲内にあるが、試験軸受TB8～TB19、TB22及びTB23はその平均粗さが軸方向と円周方向の両方向において $0.1\mu\text{m} \sim 0.5\mu\text{m}$ の範囲から外れている。

以上のことから、外輪軌道面の軸方向及び円周方向の平均粗さRaを $b_1/(B/2) \leq 0.9$ 、 $b_1/(B/2) \leq 0.9$ の領域で且つ $0.1\text{mm} \sim 1.0\text{mm}$ の測定長さ内で $0.1\mu\text{m} \sim 0.5\mu\text{m}$ とすることで、ピーリング等の表面損傷による早期剥離を抑制して寿命

の延長を図ることのできる自動調心ころ軸受を得ることができる。また、より好ましくは、外輪軌道面の軸方向及び円周方向の平均粗さ  $R_a$  を  $0.2\mu\text{m} \sim 0.4\mu\text{m}$  とすることにより、表 1 に見られるように、自動調心ころ軸受の寿命をさらに長くすることができる。

また、本発明者らは自動調心ころ軸受の長寿命化に関して鋭意研究を進めてきた。その結果、ころの自転滑りを抑制する目的で外輪軌道面の粗さを粗くし、外輪軌道面ところとの接触部における摩擦係数を増加させると、ピーリングが抑制されて自動調心ころ軸受の長寿命化を図れるが、外輪軌道面の粗さ曲線の振幅（縦方向）パラメータである平均粗さ  $R_a$  の値を単に大きくして摩擦係数を増加させるだけでは十分でなく、粗さ曲線の間隔（横方向）パラメータである凹凸の間隔を小さくすることが重要であるという知見を得た。

具体的には、図 6 に示すように、外輪軌道面の粗さを示す粗さ曲線 C の測定長さを  $l$ 、粗さ曲線の粗さの山の数を  $n$ 、粗さ曲線 C の隣り合う山間の間隔を  $S_i$  としたとき、

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i \quad \dots \dots (1)$$

で定義される粗さパラメータ  $S$  を  $0 < S \leq 20\mu\text{m}$  とすることによって、外輪軌道面ところとの接触部における摩擦係数が増大し、ころの滑りが抑制されることでピーリング等の表面損傷による早期剥離を抑制して自動調心ころ軸受の長寿命化を図るものである。

図 7 は、外輪軌道面の粗さパラメータ  $S$  が大きい場合と小さい場合の外輪軌道面ところとの接触状態を模式的に示す図である。同図から明らかなように、外輪道面の粗さパラメータ  $S$  が小さい場合は、粗さパラメータ  $S$  が大きい場合と比較して、ころと接触する外輪軌道面の粗さの山数が多くなる。このため、外輪軌道面ところとの接触部における摩擦係数が大きくなり、ころの滑りが抑制される。

外輪軌道面の粗さパラメータ  $S$  が大きい場合と小さい場合の外輪軌道面ところとの接触部における摩擦係数を実際に測定した結果を図 8 に示す。同図から明らかなよ

うに、平均粗さ  $R_a$  がほぼ同じであれば、外輪軌道面ところとの接触部における摩擦係数は、粗さパラメータ  $S$  の小さいほうが大きくなる。なお、図 8 の摩擦係数比は粗さパラメータ  $S$  が大きいほうの摩擦係数を 1 とした場合の相対値である。

図 9 は、外輪軌道面の平均粗さ  $R_a$  を大きくして外輪軌道面ところとの接触部における摩擦係数を大きくした場合と外輪軌道面の粗さパラメータ  $S$  を小さくして外輪軌道面ところとの接触部における摩擦係数を大きくした場合の潤滑状態を模式的に示す図である。同図に示されるように、外輪軌道面の平均粗さ  $R_a$  を大きくして外輪軌道面ところとの接触部における摩擦係数を大きくした場合は、潤滑状態が悪化し、自動調心ころ軸受の寿命が短くなる。これに対して、外輪軌道面の粗さパラメータ  $S$  を小さくして外輪軌道面ところとの接触部における摩擦係数を大きくした場合は、外輪軌道面ところとの接触部における摩擦係数が大きくなっても油膜厚さに対する粗さの凹凸（油膜パラメータ）が変化しないので、潤滑状態が悪化して自動調心ころ軸受の寿命が短くなることはない。

上述した効果を確認するために、本発明者らは、日本精工（株）製自動調心ころ軸受（型番 22211、外径：100mm、内径：55mm、幅：25mm）を試験軸受として使用し、回転数：1500  $\text{min}^{-1}$ 、試験荷重：45217N、潤滑油：VG68 の試験条件で自動調心ころ軸受の寿命試験を行ない、また寿命試験の前に外輪軌道面の平均粗さ  $R_a$  と粗さパラメータ  $S$  を測定した。

上述した寿命試験の試験結果と平均粗さ  $R_a$  及び粗さパラメータ  $S$  の測定結果を表 2 に示す。

[表 2]

	粗さ形状 模式図	外輪の粗さ (μm)										寿命比
		測定位置 A		測定位置 B		測定位置 C		測定位置 A・B・C の平均値				
		S	Ra	S	Ra	S	Ra	S	Ra			
TB31	実施例1	図10(b)	6.8	0.260	6.7	0.285	8.1	0.293	7.2	0.279	10.8	
TB32	実施例2	図10(b)	6.5	0.453	6.6	0.420	6.6	0.473	6.6	0.449	13.4	
TB33	実施例3	図10(b)	6.4	0.324	7.0	0.350	6.5	0.340	6.6	0.338	15.0→	
TB34	実施例4	図10(b)	6.9	0.289	6.8	0.299	6.9	0.259	6.9	0.282	15.0→	
TB35	実施例5	図10(b)	8.0	0.326	7.5	0.374	7.6	0.353	7.7	0.351	15.0→	
TB36	実施例6	図10(b)	7.6	0.326	6.9	0.319	6.7	0.331	7.1	0.325	15.0→	
TB37	実施例7	図10(b)	8.4	0.378	8.6	0.356	7.5	0.376	8.2	0.370	15.0→	
TB38	比較例1	図10(a)	21.8	0.315	20.8	0.363	21.9	0.345	21.5	0.341	3.2	
TB39	比較例2	図10(a)	22.6	0.384	23.0	0.361	21.7	0.364	22.4	0.370	3.5	
TB40	比較例3	図10(a)	21.6	0.341	21.7	0.377	22.9	0.389	22.1	0.369	2.4	
TB41	比較例4	図10(a)	21.7	0.344	23.2	0.339	23.7	0.343	22.9	0.342	4.8	
TB42	比較例5	図10(a)	22.9	0.319	21.6	0.375	24.0	0.335	22.8	0.343	1.0	
TB43	比較例6	図10(a)	23.1	0.380	23.5	0.387	21.8	0.314	22.8	0.360	2.5	
TB44	比較例7	図10(a)	21.6	0.307	20.4	0.322	21.5	0.320	21.2	0.316	5.6	
TB45	実施例8	図10(b)	14.7	0.349	14.0	0.392	15.9	0.392	14.9	0.378	12.5	
TB46	実施例9	図10(b)	20.0	0.336	19.2	0.355	18.8	0.366	19.3	0.352	9.3	

\*) → ははく離せずに試験を中断した軸受を示す



表 2 において、試験軸受 T B 31～37 及び 45, 46 は外輪の軌道面が図 10 (b) に示す粗さ模様の試験軸受(砥石の回転軸を外輪の中心軸と平行にして外輪軌道面を研削した後、砥石を外輪の軸方向に揺動させて外輪軌道面を超仕上げ加工した自動調心ころ軸受)を示している。また、試験軸受 T B 38～44 は外輪の軌道面が図 10 (a) に示す粗さ模様の試験軸受(砥石の回転軸を外輪の中心軸と平行にして外輪軌道面を研削した後、砥石を外輪の軸方向に揺動させて外輪軌道面を超仕上げ加工した自動調心ころ軸受)を示している。また、表 2 の平均粗さ  $R_a$  と粗さパラメータ  $S$  は、図 11 に示す位置で測定した値を示している。なお、図 11 において、測定位置 A 及び C はアキシヤル荷重やモーメント荷重を受けて内輪ところが傾斜した場合に最大面圧が加わると考えられる位置、測定位置 B は軸受が純ラジアル荷重を受ける場合に最大面圧となる位置を示している。また、表 2 の寿命比は最も寿命の低かった比較例 5 の値を 1 とし、相対値で表している。寿命試験は寿命比 15.0 で打ち切りとした。

表 2 における粗さパラメータ  $S$  と寿命比との関係を図 12 に示す。同図に示されるように、実施例 1～9 及び比較例 1～7 は外輪転動面の平均粗さ  $R_a$  が  $0.25 \sim 0.40 \mu m$  の範囲内に入っているが、実施例 1～9 と比較して、比較例 1～7 は短寿命になっている。これは、実施例 1～9 では外輪転動面の粗さパラメータ  $S$  が  $20 \mu m$  であるのに対して、比較例 1 では粗さパラメータ  $S$  が  $20 \mu m$  以上であることが原因である。

以上のことから明らかなように、式 (1) で定義される粗さパラメータ  $S$  を  $0 < S \leq 20 \mu m$  としたことで、外輪軌道面ところとの接触部における摩擦係数が増大し、ころの滑りが抑制されるので、ピーリング等の表面損傷による早期剥離を抑制して自動調心ころ軸受の長寿命化を図ることができる。外輪の粗さについては  $R_a = 0.1 \sim 0.5 \mu m$  の範囲で  $S$  の値が  $20 \mu m$  以下であれば良好な結果が得られる。より好ましくは、 $S$  の値が  $15 \mu m$  以下とすることにより、表 2 に見られるように、自動調心ころ軸受の寿命をさらに長くすることができる。また、外輪軌道面ところとの接触部における摩擦係数を安定して高く得るためには、円周方向と軸方向の  $R_a$  を  $R_a = 0.25 \sim 0.4 \mu m$  とすることが望ましい。また、 $S$  の下限値であるが、砥石の最小粒径等から判断して、 $S = 0.01 \mu m$  程度であると考えられる。

次に、本発明の第2実施形態を図13～19に基づいて説明する。

図13は、本発明の第2実施形態に係る自動調心ころ軸受の軸方向断面図である。同図において、本発明の第2実施形態に係る自動調心ころ軸受は、複列軌道（内輪軌道面ともいう）22を有する内輪21と複列一体の球面軌道（外輪軌道面ともいう）24を有する外輪23との間に転動体としての複列の球面ころ25が保持器26を介して周方向に転動可能に配設されている。内輪21の複列軌道22の間には案内輪27が設けられ、内輪21の軌道径は軸方向の両端部より中央部が大径とされている。

本発明者らは自動調心ころ軸受の長寿命化に関して鋭意研究を進めてきた。その結果、上記の自動調心ころ軸受に特有の破損は、転動体のスキューが直接の原因ではなく、内外輪と転動体との間に作用する接線力に起因することを見出した。そして、大きな接線力が作用した場合に内輪の表面に発生する微小な塑性流動を起点としたはく離によって破損が生じるという知見を得た。接線力が作用すると表面近傍に微小塑性流動が生じ、ピーリングクラックの進展を助けるだけでなく、最大せん断応力位置が表面に露出し、せん断応力の値が大きくなる。すなわち、接線力は軸受の寿命に多大な悪影響を及ぼす。

また、寿命に悪影響を及ぼす接線力の方向（転がり方向と同方向）と寿命への影響が小さい接線力の方向（転がり方向と反対方向）があり、転がり方向と同じ方向に接線力が作用する場合（周速が遅い側）にき裂の発生、進展が生じやすくなるという知見を得た。

したがって、自動調心ころ軸受の長寿命化を達成するには、主な破損部位である内輪の転がり方向に作用する接線力を抑制することが重要であり、接線力を抑制する手段として、内外輪および転動体の粗さのバランスを最適化することに着目し、本発明を完成するに至った。

より具体的には、内輪に働く接線力は、（A）：面圧が大きい場合、（B）：転動体転動面、内輪軌道面の粗さが大きい場合、（C）：内輪と転動体との間のすべり（周速の差）が大きい場合に大きくなる。

（A）の面圧は使用条件によってほぼ決定してしまう値であるため、内輪に働く接線力を抑制するには、（B）の対策として転動体転動面と内輪軌道面の粗さを抑える

か、あるいは（C）の対策として転動体の自転速度を抑えて内輪と転動体との間のすべりを抑制し、純転がりに近い状態にする方法が考えられる。

まず、（B）について数値の臨界的意義について詳説する。

自動調心ころ軸受における内輪と転動体の表面粗さが接線力に及ぼす影響を調査するため、図 1 4 に示す 2 円筒試験機を用いて接線力を測定し、接線力は支持軸に取り付けたトルク計で摩擦トルクを測定することにより求めた。測定条件は最大面圧  $P_{\max} = 3.2 \text{ GPa}$ 、すべり率：10%、潤滑油：RO68 とした。

自動調心ころ軸受の内輪の周速、転動体の周速を測定、計算した結果、転動体の周速が内輪の周速を上回っていたため、転動体を模擬した試験片を駆動側に取り付けると共に、内輪を模擬した試験片を従動側に取り付け、ギヤ（ギヤ比 10：9）により従動側試験片の回転数を減速することで、駆動側試験片の回転数を  $500 \text{ min}^{-1}$ 、従動側試験片の回転数を  $450 \text{ min}^{-1}$  とした。

図 1 5 は 2 円筒試験機によって内輪を模擬した従動側試験片の表面の平均粗さを  $RaF = 0.1 \mu\text{m}$  と一定にし、転動体を模擬した駆動側試験片の表面粗さを変えた場合に両試験片間に働く接線力の大きさの違いを調査した結果を示したものである。図 1 5 の接線力は駆動側試験片の表面の平均粗さ  $RaD = 0.05 \mu\text{m}$  の場合の接線力を 1 としたときの比で示してある。

また、図 1 6 は 2 円筒試験機によって転動体を模擬した駆動側試験片の表面の平均粗さを  $RaD = 0.05 \mu\text{m}$  と一定にし、内輪を模擬した従動側試験片の表面粗さを変えた場合に両試験片間に働く接線力の大きさの違いを調査した結果を示したものである。図 1 6 の接線力は従動側試験片の表面の平均粗さ  $RaF = 0.1 \mu\text{m}$  の場合の接線力を 1 としたときの比で示してある。

なお、駆動側、従動側の各試験片の材質は高炭素クロム鋼（S U J 2）を用い、 $830 \sim 850^{\circ}\text{C}$  で焼入れた後、 $160 \sim 240^{\circ}\text{C}$  の焼戻しを施した。その結果、転動体を模擬した駆動側試験片、内輪を模擬した従動側試験片ともに表面の粗さが大きいほど接線力は大きくなるが、駆動側試験片の表面の平均粗さが  $RaD \geq 0.1 \mu\text{m}$ 、従動側試験片の表面の平均粗さが  $RaF \geq 0.15 \mu\text{m}$  になると急激に接線力が大きくなる傾向にある。

したがって、内輪と転動体に作用する接線力を抑えるには内輪軌道面の平均粗さを  $R_a < 0.15 \mu\text{m}$ 、転動体転動面の平均粗さを  $R_a < 0.1 \mu\text{m}$  とすることが効果的であるが、後述する寿命試験結果から判断して、望ましくは内輪軌道面の平均粗さを  $R_a < 0.1 \mu\text{m}$ 、転動体転動面の平均粗さを  $R_a < 0.05 \mu\text{m}$  とする。下限値は製造上の限界から内輪軌道面の平均粗さを  $R_a > 0.001 \mu\text{m}$ 、転動体転動面の平均粗さを  $R_a > 0.001 \mu\text{m}$  とする。

また、内輪と転動体に作用する接線力を抑制する別の手段としては、上記 (C) の転動体の自転速度を抑えて内輪と転動体との間のすべりを抑制し、純転がりに近い状態にすることが挙げられる。

転動体の自転速度を抑える具体的方法として、外輪軌道面の表面粗さを粗くすることに着目し、その説明図を模式的に図 17 及び図 18 に示す。

図 17 及び図 18 はそれぞれ荷重負荷圏と無負荷圏において転動体が外輪から受ける接線力の方向を示したものである。通常、荷重負荷圏では転動体の自転速度は転動体の公転速度より速くなる。したがって、図 17 に示すように、外輪と転動体との間に働く接線力は転動体の自転速度を抑制する方向に働く。

一方、非負荷圏では、転動体の自転速度は公転速度より遅くなる。したがって、図 18 に示すように、外輪と転動体との間に働く接線力は転動体の自転速度を大きくする方向に働く。即ち、外輪軌道面の表面粗さを大きくすると、図 15 及び図 16 の 2 円筒試験の結果からも明らかなように、外輪と転動体との間に働く接線力を大きくし、転動体の自転をコントロールして内輪と転動体との間のすべりを抑えることができる。

特に、破壊が進行する荷重負荷圏において、転動体は外輪から自転速度を抑制する方向に接線力を受けて、内輪と転動体との間の速度差（すべり）によって作用する接線力を抑え、内輪の破損に対して長寿命となる。

長寿命に効果的な外輪軌道面の平均粗さの程度としては、図 15 及び図 16 に示した 2 円筒試験の結果から判断すると、外輪軌道面の平均粗さを  $R_a \geq 0.1 \mu\text{m}$  とすることで外輪と転動体との間の接線力が大きくなり、自転速度を抑制することが可能であると考えられる。外輪軌道面の平均粗さを大きくすると内輪の破損を抑制することができるが、外輪には当然大きな接線力が作用するため、外輪軌道面の平均粗さを

大きくしすぎると今度は外輪が破損することになる。後述するように、外輪軌道面の平均粗さ  $R_a > 0.5 \mu\text{m}$  になると外輪破損により逆に短寿命となる。

したがって、外輪軌道面の平均粗さを  $0.1 \mu\text{m} \leq R_a \leq 0.5 \mu\text{m}$  とすることによって、外輪と転動体に働く接線力を外輪はく離が起こらない程度に大きくして転動体の自転速度を抑制し、内輪と転動体に作用する接線力を抑えて自動調心ころ軸受の長寿命化を図ることができる。

本発明の効果を確認するために以下の実験を行った。実験には、自動調心ころ軸受型番 22211 を用いた。内外輪、転動体は高炭素クロム軸受鋼 (SUJ2) を用い、上述した熱処理を施した。転動体転動面の平均粗さ  $R_a < 0.1 \mu\text{m}$ 、内輪軌道面の平均粗さ  $R_a < 0.15 \mu\text{m}$ 、外輪軌道面の平均粗さ  $0.1 \mu\text{m} \leq R_a \leq 0.5 \mu\text{m}$  を満足している自動調心ころ軸受を本発明の実施例とし、上記のいずれかの範囲が満たされていない自動調心ころ軸受を比較例として寿命比較試験を行った。

試験条件は次の通りである。

回転数：1500  $\text{min}^{-1}$

試験荷重：45217 N

潤滑条件：RO68

表3に試験結果を示す。寿命は最も短寿命であった比較例1の値を1とした比で示してある。図19は表3の結果をもとに、本発明の実施例と比較例の寿命を図にまとめたものである。

[表3]

	外輪の平均粗さ ( $\mu\text{m}$ )	内輪の平均粗さ ( $\mu\text{m}$ )	転動体の平均粗さ ( $\mu\text{m}$ )	寿命比	備 考
実施例 1	0.164	0.08	0.012	15.4	
実施例 2	0.153	0.083	0.026	13.3	
実施例 3	0.144	0.115	0.039	11	
実施例 4	0.147	0.116	0.04	12.7	
実施例 5	0.163	0.094	0.033	14.2	
実施例 6	0.152	0.143	0.095	9.6	内輪, 転動体粗さ上限品
実施例 7	0.488	0.097	0.03	18	外輪粗さ上限品
実施例 8	0.102	0.092	0.047	10.9	外輪粗さ下限品
比較例 1	0.089	0.166	0.108	1	外輪, 内輪, 転動体粗さ範囲外
比較例 2	0.082	0.161	0.035	2.8	外輪, 内輪粗さ範囲外
比較例 3	0.093	0.117	0.035	4.5	外輪粗さ下限未滿
比較例 4	0.556	0.109	0.03	5.5	外輪粗さ上限超え

表 3 から明らかなように、比較例 2 のように、転動体転動面の平均粗さを  $R_a < 0.1 \mu\text{m}$  とするだけでも、外輪、内輪、転動体の粗さが本発明範囲外である比較例 1 の約 3 倍の寿命延長効果が得られ、更に、比較例 3、4 のように、内輪軌道面の平均粗さを  $R_a < 0.15 \mu\text{m}$  とすることによって、比較例 1 の約 5 倍の寿命が得られるが、本発明の実施例 1～8 のように、転動体転動面の平均粗さを  $R_a < 0.1 \mu\text{m}$ 、内輪軌道面の平均粗さを  $R_a < 0.15 \mu\text{m}$  とすることに加えて、外輪軌道面の平均粗さを  $0.1 \mu\text{m} \leq R_a \leq 0.5 \mu\text{m}$  とすることによって比較例 1 の 10 倍以上の寿命延長が達成可能であることが判る。

即ち、この結果は転動体の転動面や内輪軌道面の表面粗さを小さくすることによって、内輪と転動体との間に働く接線力を抑制して寿命は延びるが、さらに外輪軌道面の表面粗さを粗くすることによって荷重負荷圏における転動体の自転運動を抑制し、内輪に働く接線力がさらに小さくなることで本発明範囲外である軸受の 10 倍以上の寿命が延びたことを示すものである。

但し、表 3 の比較例 4 のように外輪軌道面の平均粗さを  $R_a > 0.5 \mu\text{m}$  と粗くしすぎると内輪のはく離は抑制されるが、逆に外輪のはく離して軸受の寿命延長効果は得られないので、外輪軌道面の平均粗さは  $R_a \leq 0.5 \mu\text{m}$  とする必要がある。

以下、本発明の第 3 実施形態を図 20～22 に基づいて説明する。

図 20 は、本発明の第 3 実施形態に係る自動調心ころ軸受の軸方向断面図である。同図において、本発明の第 3 実施形態に係る自動調心ころ軸受は、複列軌道（内輪軌道面ともいう）32a を有する内輪 31 と、複列一体の球面軌道（外輪軌道面ともいう）34a を有する外輪 33 と、これら内輪軌道面 32a と外輪軌道面 34a 間に複列に組み込まれる複数個のころ 35 と、該ころ 35 を転動可能に保持する保持器 36 とから構成されている。

内輪軌道面 32a と外輪軌道面 34a は、その両端部の径  $d_1$ 、 $d_2$  より中央部の径  $d_3$ 、 $d_4$  が大きく設定されている。保持器 36 の形状は特に図示例に限定されず他の形態が適用可能であるが、その幅方向両端面 36a は、内輪軌道面 32a の両端部と隙間 S を介して対向している。

本発明者らは、ころの回転運動を安定化することを目的として外輪軌道面の表面粗さを内輪軌道面の表面粗さよりも大きくする場合に、軸受の回転時におけるころと内輪及びころと外輪の接触部で生じる摩擦力の変動を小さくし、摩擦力の変動に起因して発生する接触面での微小な滑りを抑制するのに、平均粗さだけで外輪軌道面を内輪軌道面よりも粗くするのではなく、内輪軌道面と外輪軌道面の表面粗さのばらつきを考慮することが有効であることを明らかにした。また、ばらつきを考慮して、内外輪軌道面の表面粗さの関係を適正化することによって、最も表面疲労を受ける部位が内外輪から転動体へ移行するので、ころの材料をピーリングに強い材料・熱処理仕様にすることによって、長寿命化をはかることができることを明らかにした。

より具体的には、本発明は、内輪軌道面 32a と外輪軌道面 34a の表面粗さ（外輪軌道面における中心線の粗さ範囲の下限値  $R_{ao}$ /内輪軌道面における中心線の粗さ範囲の上限値  $R_{ai} \geq 1.5$ ）を調整すると共に、転動体 35 と軌道輪 31、33 の残留オーステナイト量の差を調整（ $\gamma_R$ （転動体） $-\gamma_R$ （軌道輪） $\geq 3\%$ ）する点に特徴的な構成を有する。

その特徴的な構成部分についての説明に留め、その他の構成部分、例えば内輪 31・外輪 33・ころ 35・保持器 36 などの説明は省略するが、本発明の範囲内で適宜設計変更可能である。

ここで本発明では、内輪軌道面 3 2 a と外輪軌道面 3 4 a の中心線の平均粗さを、内輪 3 1、外輪 3 3 それぞれの円周上で異なる 2 箇所以上測定し、平均値に対して標準偏差  $\sigma$  を求め、平均値に対して  $\pm 3 \sigma$  をとった時の粗さを本発明における「粗さ範囲」とする。

内輪軌道面 3 2 a および外輪軌道面 3 4 a の粗さ範囲において、内輪軌道面 3 2 a における粗さ範囲の上限値を  $R_{ai}$ 、外輪軌道面 3 4 a における粗さ範囲の下限値を  $R_{ao}$  とする。粗さ範囲  $R_{ao}$  と  $R_{ai}$  の関係を図 2 1 に模式的に示す。

本発明においては、粗さ範囲で見た場合に、外輪軌道面 3 4 a の粗さ範囲における下限値  $R_{ao}$  と内輪 3 1 の粗さ範囲の上限値  $R_{ai}$  を見た場合、最も外輪軌道面 3 4 a と内輪軌道面 3 2 a の粗さの差が小さくなり、すなわち外輪 3 3 ところ 3 5 の間、内輪 3 1 ところ 3 5 の間の摩擦力の差が最小となって、外輪軌道面 3 4 a を粗くすることによってもたらされる効果がもっとも小さくなる状態となる。

また、粗さのばらつきが非常に大きい場合には、粗さの平均値では、外輪軌道面 3 4 a が内輪軌道面 3 2 a よりも粗くなっているとしても、 $R_{ao}$  と  $R_{ai}$  を比較した場合に、値がほぼ同等であったり（図 2 0 比較例 a）、場合によっては、 $R_{ai}$  の方が  $R_{ao}$  より粗くなることも予想される（図 2 0 比較例 b）。このような場合、本来外輪 3 3 ところ 3 5 の接触部の摩擦力が内輪よりも大きくなければならないのに、部位によっては、内輪 3 1 ところ 3 5 間の摩擦力の方が大きくなるという逆転現象が生じる。それにより、ころ 3 5 が公転する間に、摩擦力が大きく変動する結果、ころ 3 5 の自公転が不安定となり、内輪 3 1 と転動体 3 5 の接触部では微小な滑りが誘発され、ピーリングなどの表面疲労が発生しやすい状態となる。

これに対し本実施形態では、少なくとも、内輪軌道面 3 2 a の粗さ範囲の上限値  $R_{ai}$  と外輪軌道面 3 4 a の粗さの下限値  $R_{ao}$  の比が 1.5 以上として、平均粗さだけではなく、軸受の内部での粗さのばらつきまで考慮することによって、常に内輪軌道面 3 2 a よりも外輪軌道面 3 4 a の粗さが大きい状態を保つことが可能となる。図 2 1 に示すように、本実施形態では  $R_{ao}/R_{ai}=2.5$  とする。



これによって軸受の回転時にころ 35 と軌道輪 31, 33 間の摩擦力が大きく変動しないため、微小な領域での滑りが生じにくくなり、内輪 31 でピーリングなどの表面損傷を抑制することができる。

ころ 3 の材料として通常使用される S U J 2 を使用した場合には、軌道輪 31, 33 の熱処理とは異なり、高温焼戻し処理を施さずに焼入れ後の焼戻しを低温の 160 ~ 220 °C の範囲で実施することによって、硬さを H v 700 以上でかつ残留オーステナイト量  $\gamma_R$  を体積比で 3 ~ 12 % の範囲で残存させる。このように構成することで、ピーリングに対して非常に強い。

また、S U J 2 のころを用いた場合には、マルストレッシングに代表される浸炭窒化処理を実施することによって、基地中に窒素が固溶して残留オーステナイト量  $\gamma_R$  が増すと同時に、固溶した窒素の効果によって一層ピーリングの発生を抑制することができる。硬さについては、残留オーステナイト量  $\gamma_R$  を 3 % 以上に保てば、必然的に転動体 35 の方が内外輪 31, 33 よりも硬くなり、一層ピーリング損傷に対しては有効である。硬さの差は、マイクロビッカース硬度で H v 30 以上が望ましい。

本発明の効果を確認するために、実施例 1 乃至 12 及び比較例 1 乃至 7 の各軸受について寿命試験を行い、L 10 寿命で評価した実施の一例を説明する。表 4 に試験結果を示す。

なお、試験条件は以下のとおりである。

「試験条件」

回転速度：25 s<sup>-1</sup> (1500 r p m)

試験荷重：45217 N

潤滑条件：強制循環油 (V G 6 8)

軸受仕様：自動調心ころ軸受 (型番 22211)

内外輪ところの材質は、夫々 S U J 2 (高炭素クロム軸受鋼) を用いた。また内外輪およびころの熱処理は以下のとおりである。

<内外輪>

830 ~ 850 °C 焼入れ      220 ~ 240 °C × 2 時間焼戻し

<ころ>

① 830～850℃焼入れ      160～260℃×2時間焼戻し

② 820～840℃浸炭窒化後、焼入れ、160～200℃×2時間焼戻し

内輪軌道面、外輪軌道面の粗さ、転動体の硬さ、残留オーステナイト量を表1に示した。

内外輪軌道面の粗さについては、3箇所で中心線の粗さを測定し、標準偏差  $\sigma$  から粗さの範囲を求め、 $R_{ao}$  と  $R_{ai}$  を算出した。

[表4]

	ころ熱処理	外輪中心線 組さ平均値	外輪 3 $\sigma$	内輪中心線 組さ平均値	内輪 3 $\sigma$	外輪粗さ範囲 の下限值Rai	内輪粗さ範囲 の上限值Rao	Rao/Rai	転動体硬さ	内輪硬さ	$\Delta$ Hv	転動体残留 オーステナイト量 (vol%)	内輪残留 オーステナイト量 (vol%)	$\Delta$ γR	L10寿命比
実施例1	180°C焼戻	0.293	0.044	0.065	0.036	0.249	0.101	2.47	793	676	117	9	0	9.1	2.2
実施例2	180°C焼戻	0.300	0.053	0.055	0.021	0.247	0.076	3.25	785	673	112	9	1	7.6	2.1
実施例3	180°C焼戻	0.352	0.053	0.078	0.042	0.299	0.12	2.49	785	670	115	8	0	8.1	2.1
実施例4	180°C焼戻	0.239	0.048	0.052	0.023	0.191	0.075	2.55	790	667	123	8	1	6.6	2
実施例5	180°C焼戻	0.239	0.044	0.063	0.023	0.195	0.086	2.27	763	670	93	8	1	6.8	1.9
実施例6	180°C焼戻	0.273	0.123	0.065	0.024	0.15	0.089	1.69	777	661	116	8	1	7.3	1.8
実施例7	180°C焼戻	0.193	0.039	0.081	0.021	0.154	0.102	1.51	795	666	129	9	0	8.8	1.7
実施例8	180°C焼戻	0.367	0.048	0.071	0.025	0.319	0.096	3.32	793	688	105	9	0	8.9	2.1
実施例9	180°C焼戻	0.385	0.055	0.074	0.033	0.33	0.107	3.08	788	690	98	9	1	7.5	2
実施例10	200°C焼戻	0.296	0.044	0.081	0.036	0.252	0.117	2.15	710	678	32	5	0	5.3	1.6
実施例11	220°C焼戻	0.293	0.052	0.092	0.039	0.241	0.131	1.94	708	678	30	3	0	3	1.5
実施例12	180°C焼戻	0.392	0.033	0.065	0.017	0.359	0.082	4.38	793	679	114	7	0	7	1.7
比較例1	260°C焼戻	0.239	0.048	0.052	0.023	0.191	0.075	2.55	687	683	4	0	0	0	1.2
比較例2	240°C焼戻	0.239	0.044	0.063	0.023	0.195	0.086	2.27	695	676	19	2	0	2	1.2
比較例3	180°C焼戻	0.044	0.016	0.126	0.032	0.028	0.158	0.18	785	688	97	9	1	7.6	1
比較例4	180°C焼戻	0.312	0.046	0.149	0.032	0.266	0.181	1.47	792	680	112	9	0	9.3	1.3
比較例5	180°C焼戻	0.231	0.042	0.15	0.032	0.189	0.182	1.04	793	682	111	8	0	7.5	1.2
比較例6	180°C焼戻	0.092	0.016	0.048	0.021	0.076	0.069	1.10	768	675	93	8	0	7.5	1.1
比較例7	180°C焼戻	0.123	0.024	0.115	0.023	0.099	0.138	0.72	783	688	95	6	0	6.4	1.1

また、図 2 2 は、内外輪およびころの熱処理条件を一定にし、 $R_{ao}/R_{ai}$  値と寿命比の関係をもとめた図である。「寿命比」とは、上述した試験条件における計算寿命時間を 1 とした場合の比率である。

表 4 によれば、 $R_{ao}/R_{ai}$  の値が、比較例 1 乃至 7 では、0.18 ~ 2.55 の範囲であるのに対し、実施例 1 乃至 12 では、1.51 ~ 4.38 の範囲であり、 $\gamma_R$  (転動体) -  $\gamma_R$  (軌道輪) が、比較例 1 乃至 7 では、0 ~ 9.3 vol% の範囲であるのに対し、実施例 1 乃至 12 では、3 ~ 9.1 vol% の範囲である。そして、L10 寿命比が、比較例 1 乃至 7 では、1 ~ 1.3 の範囲であるのに対し、実施例 1 乃至 12 では、1.5 ~ 2.2 の範囲で小さく寿命が短いことがわかる。

内外輪の粗さの関係を見た場合に、図 2 2 で示すように、上述した  $R_{ao}/R_{ai}$  の値が実施例 1 乃至 12 のように 1.5 以上の場合に寿命延長効果は著しいことがわかる。

比較例 3 乃至 7 のように  $R_{ao}/R_{ai}$  の値が 1.5 より小さい場合は、外輪ところ間の摩擦力の大きさが不足して、ころの回転運動が不安定となった結果、内輪と軌道輪の接触部で滑りが生じてピーリングが発生して短寿命となるが、実施例 1 乃至 12 のように  $R_{ao}/R_{ai}$  の値が 1.5 以上の場合は、内輪におけるピーリング等の表面損傷が発生しなくなり、長寿命化していることがわかる。

したがって、本発明では、 $R_{ao}/R_{ai}$  の値を 1.5 以上とする。また、実施例 12 のように、 $R_{ao}/R_{ai}$  の比を大きく取りすぎてもその効果が飽和するので、望ましくは、2.0 以上 3.5 以下とする。

特に、外輪軌道面の表面粗さを著しく粗くすると、油膜形成が不十分となって、やはりピーリング等の表面損傷が発生しやすくなるので、外輪軌道面平均粗さの絶対値の上限値は、 $R_a$  で 0.4  $\mu mRa$  とするのが望ましい。

また、表 4 において本発明の実施例は、転動体の硬さを、内外輪の硬さよりも大きく、かつ転動体の残留オーステナイト量の差を 3% 以上としており、 $R_{ao}/R_{ai}$  を 1.5 以上にして疲労がころに移行した場合でも、表面損傷に対して強い材料仕様になっているので、長寿命である。

また、実施例 1 2 は、ころに浸炭窒化処理を施した場合には、窒素固溶によって残留オーステナイトを高くでき、また硬さも高く保つことができるため、特に寿命延長効果が大きい。

比較例 1 及び 2 は、 $R_{ao}/R_{ai}$  を 1.5 以上にしているが、ころが軌道輪と同様に高温焼戻し処理が施されて、軌道輪と転動体の硬さはほぼ同等で、さらに残留オーステナイト量がほぼ 0 % で、軌道輪と転動体との残留オーステナイト量の差が無い場合である。この場合、上述したように、外輪軌道面の表面粗さを粗くすることによって、表面疲労の発生部位が内輪からころへ移行するが、ころに表面損傷を生じ、ピーリングが発生してしまい、短寿命となっている。

本発明を詳細にまた特定の実施態様を参照して説明したが、本発明の精神と範囲を逸脱することなく様々な変更や修正を加えることができることは当業者にとって明らかである。

また、本発明は、各実施形態を組み合わせる事が可能であり、例えば、本発明の自動調心ころ軸受は、第 1 の実施形態の一部分と第 2 及び/又は第 3 の実施形態の一部分とを組み合わせる構成や、第 2 の実施形態の一部分と第 3 の実施形態の一部分とを組み合わせる構成やであっても良い。

具体的な例としては、第 1 実施形態の自動調心ころ軸受において、転動体転動面の平均粗さを  $R_a < 0.1 \mu m$ 、内輪軌道面の平均粗さを  $R_a < 0.15 \mu m$  としてもよく、さらに、内輪軌道面における中心線の粗さ範囲の上限値  $R_{ai}$ 、外輪軌道面における中心線の粗さ範囲の下限値  $R_{ao}$  が、 $R_{ao}/R_{ai} \geq 1.5$  の式を満足し、かつ転動体と軌道輪の残留オーステナイト量  $\gamma_R$  の差が体積比で 3 % 以上としてもよい。また、第 1 実施形態又は第 2 実施形態の自動調心ころ軸受において、内輪軌道面における中心線の粗さ範囲の上限値  $R_{ai}$ 、外輪軌道面における中心線の粗さ範囲の下限値  $R_{ao}$  が、 $R_{ao}/R_{ai} \geq 1.5$  の式を満足し、かつ転動体と軌道輪の残留オーステナイト量  $\gamma_R$  の差が体積比で 3 % 以上としてもよい。また、第 2 実施形態又は第 3 実施形態の自動調心ころ軸受において、外輪軌道面は砥石の回転軸を外輪の中心軸と平行にして研削加工された後、砥石を外輪の軸方向に揺動させて超仕上げ加工されてもよい。

## 請 求 の 範 囲

1. 内輪と外輪との間に転動体としての複列のころが周方向に転動可能に配設された自動調心ころ軸受において、

前記外輪の内周面に形成された外輪軌道面の粗さが前記内輪の外周面に形成された内輪軌道面の粗さより粗く、

前記外輪軌道面の平均粗さ  $R_a$  が軸方向及び円周方向にて  $0.1 \mu m \leq R_a \leq 0.5 \mu m$  であり、且つ、前記外輪軌道面の粗さを示す粗さ曲線の粗さの山の数を  $n$ 、前記粗さ曲線の隣り合う山間の間隔を  $S_i$  としたとき、

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i$$

で定義される粗さパラメータ  $S$  を  $0 < S \leq 20 \mu m$  としたことを特徴とする自動調心ころ軸受。

2. 内輪と外輪との間に転動体としての複列のころが周方向に転動可能に配設された自動調心ころ軸受において、

前記外輪の内周面に形成された外輪軌道面の粗さが前記内輪の外周面に形成された内輪軌道面の粗さより粗く、

前記外輪軌道面の平均粗さ  $R_a$  が軸方向及び円周方向にて  $0.1 \mu m \leq R_a \leq 0.5 \mu m$ 、前記転動体の転動面の平均粗さを  $R_a < 0.1 \mu m$ 、前記内輪の軌道面の平均粗さを  $R_a < 0.15 \mu m$  としたことを特徴とする自動調心ころ軸受。

3. 内輪と外輪との間に転動体としての複列のころが周方向に転動可能に配設された自動調心ころ軸受において、

前記外輪の内周面に形成された外輪軌道面の粗さが前記内輪の外周面に形成された内輪軌道面の粗さより粗く、

前記内輪軌道面における中心線の粗さ範囲の上限値を  $R_{ai}$ 、前記外輪軌道面における中心線の粗さ範囲の下限値を  $R_{ao}$  とした場合に、 $R_{ao}/R_{ai} \geq 1.5$  の式を満足し、

かつ前記転動体と少なくとも前記内輪及び外輪のいずれか一つとの残留オーステナイト量  $\gamma_R$  の差が体積比で 3 % 以上であることを特徴とする自動調心ころ軸受。

4. 請求の範囲 1 記載の自動調心ころ軸受において、前記転動体の転動面の平均粗さを  $R_a < 0.1 \mu m$ 、前記内輪の軌道面の平均粗さを  $R_a < 0.15 \mu m$  としたことを特徴とする自動調心ころ軸受。

5. 請求の範囲 1 記載の自動調心ころ軸受において、前記内輪軌道面における中心線の粗さ範囲の上限値を  $R_{ai}$ 、前記外輪軌道面における中心線の粗さ範囲の下限値を  $R_{ao}$  とした場合に、 $R_{ao}/R_{ai} \geq 1.5$  の式を満足し、かつ前記転動体と少なくとも前記内輪及び外輪のいずれか一つとの残留オーステナイト量  $\gamma_R$  の差が体積比で 3 % 以上であることを特徴とする自動調心ころ軸受。

6. 請求の範囲 2 記載の自動調心ころ軸受において、前記内輪軌道面における中心線の粗さ範囲の上限値を  $R_{ai}$ 、前記外輪軌道面における中心線の粗さ範囲の下限値を  $R_{ao}$  とした場合に、 $R_{ao}/R_{ai} \geq 1.5$  の式を満足し、かつ前記転動体と少なくとも前記内輪及び外輪のいずれか一つとの残留オーステナイト量  $\gamma_R$  の差が体積比で 3 % 以上であることを特徴とする自動調心ころ軸受。

7. 請求の範囲 4 記載の自動調心ころ軸受において、前記内輪軌道面における中心線の粗さ範囲の上限値を  $R_{ai}$ 、前記外輪軌道面における中心線の粗さ範囲の下限値を  $R_{ao}$  とした場合に、 $R_{ao}/R_{ai} \geq 1.5$  の式を満足し、かつ前記転動体と少なくとも前記内輪及び外輪のいずれか一つとの残留オーステナイト量  $\gamma_R$  の差が体積比で 3 % 以上であることを特徴とする自動調心ころ軸受。

8. 請求の範囲 1 記載の自動調心ころ軸受において、前記外輪の幅を  $B$ 、前記外輪の両端面からの距離を  $b_1$ 、 $b_2$  としたとき、 $b_1/(B/2) \leq 0.9$ 、 $b_2/(B/2) \leq 0.9$  の領域で、且つ、0.1mm~1.0mm の測定長さで、前記外輪軌道面の平均粗さ

$R_a$  が軸方向及び円周方向にて  $0.1 \mu m \leq R_a \leq 0.5 \mu m$  であり、且つ、前記粗さのパラメータ  $S$  が  $0 < S \leq 20 \mu m$  であることを特徴とする自動彫心ころ軸受。

9. 請求の範囲 1 に記載の自動調心ころ軸受において、前記外輪軌道面が互いに交差する加工目を有し、前記加工目が超仕上げ加工にて形成されることを特徴とする自動調心ころ軸受。

10. 請求の範囲 2 に記載の自動調心ころ軸受において、前記外輪軌道面が互いに交差する加工目を有し、前記加工目が超仕上げ加工にて形成されることを特徴とする自動調心ころ軸受。

11. 請求の範囲 3 に記載の自動調心ころ軸受において、前記外輪軌道面が互いに交差する加工目を有し、前記加工目が超仕上げ加工にて形成されることを特徴とする自動調心ころ軸受。



図1

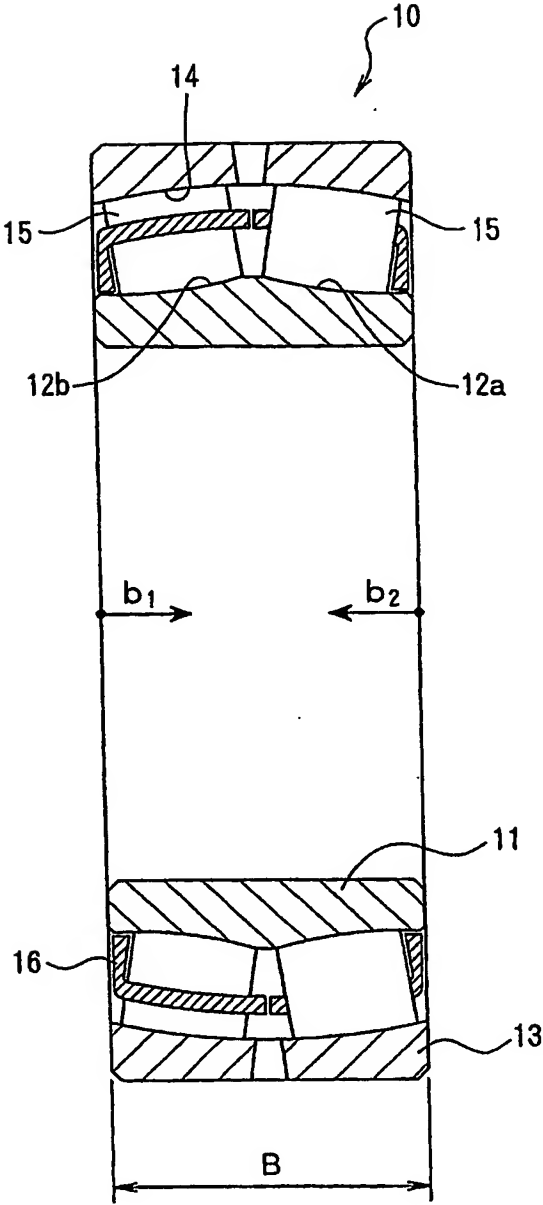
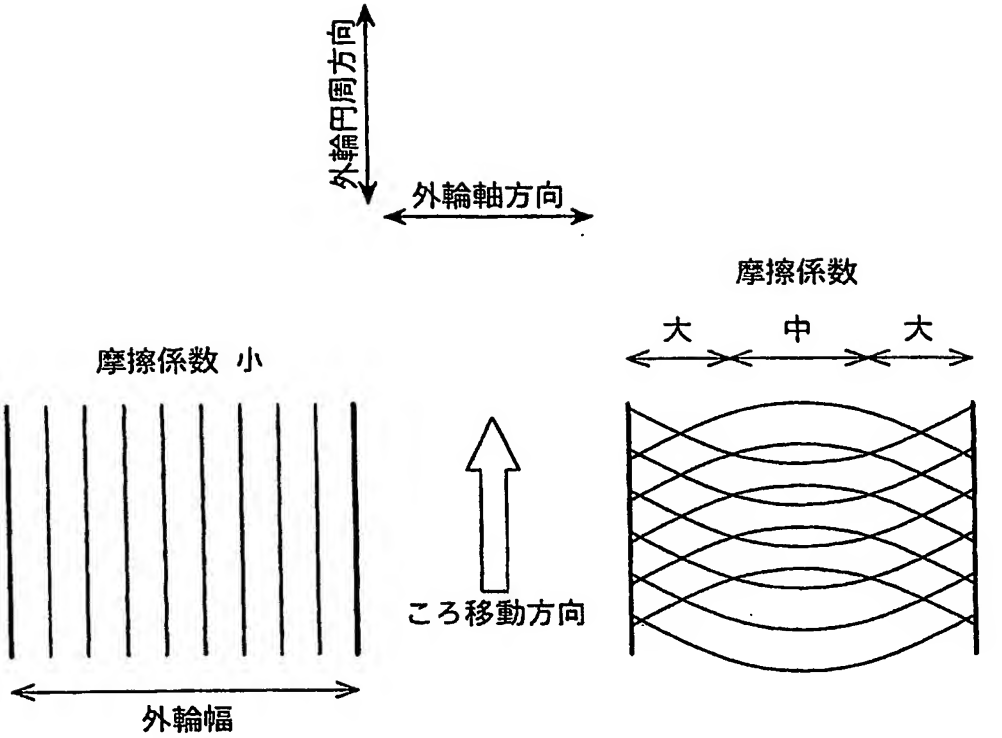
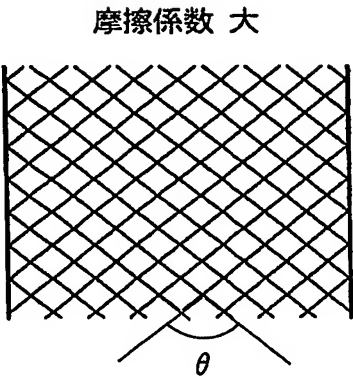


図2



(a) ストレート研削の場合

(b) カップ砥石研削の場合



(c) 寿命が最も長い粗さ形状

図3

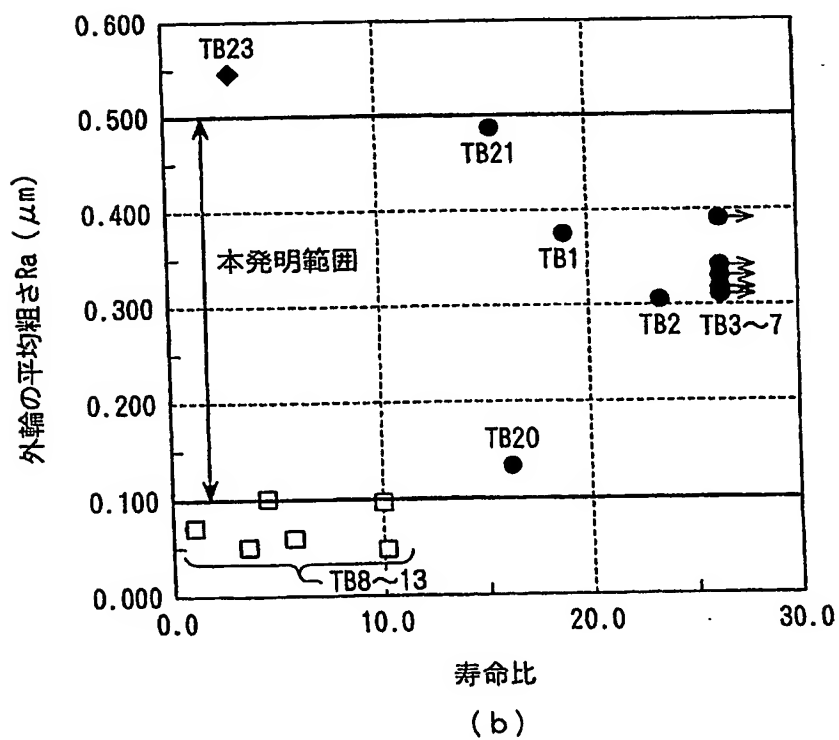
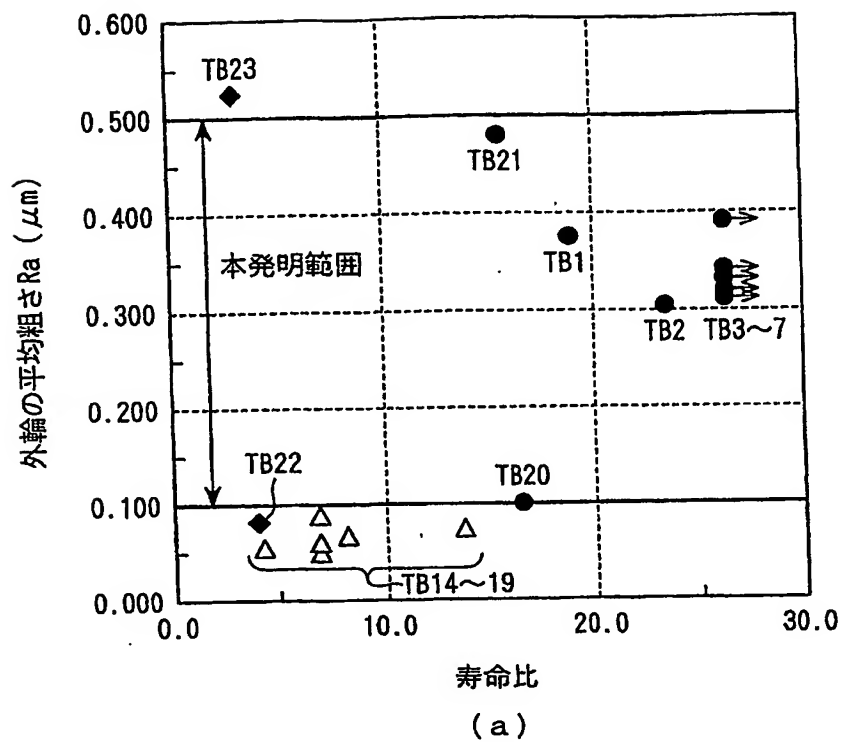


図4

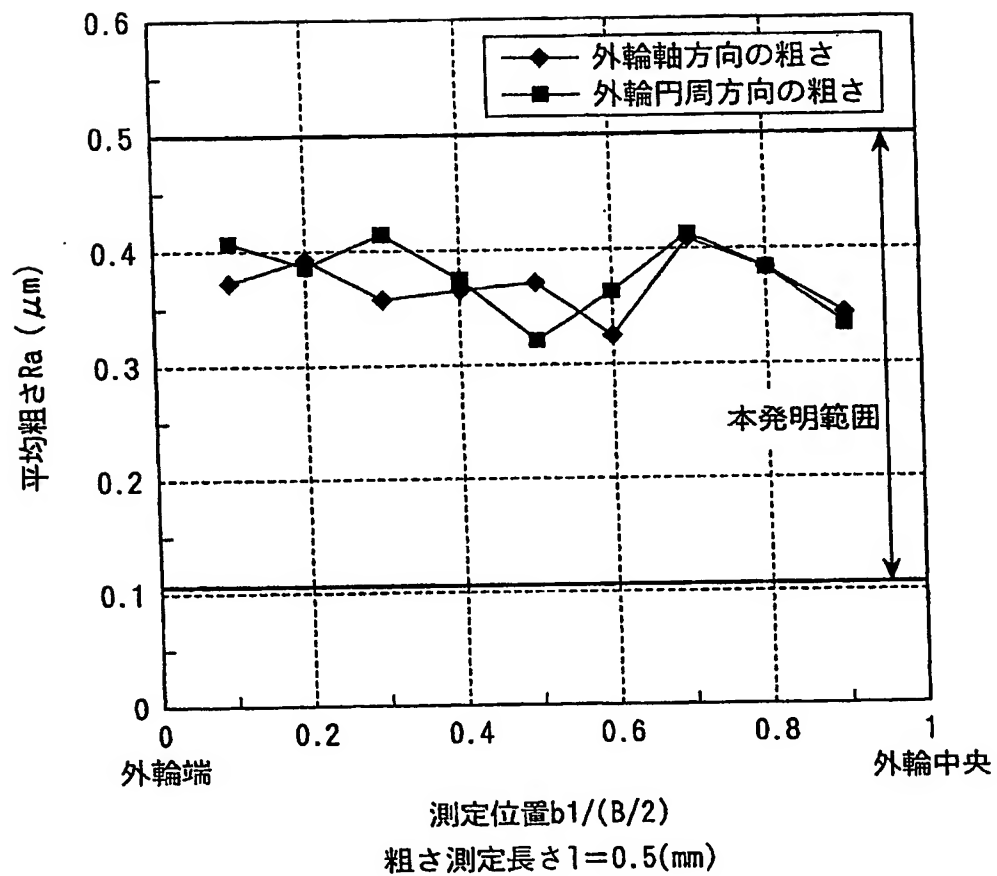
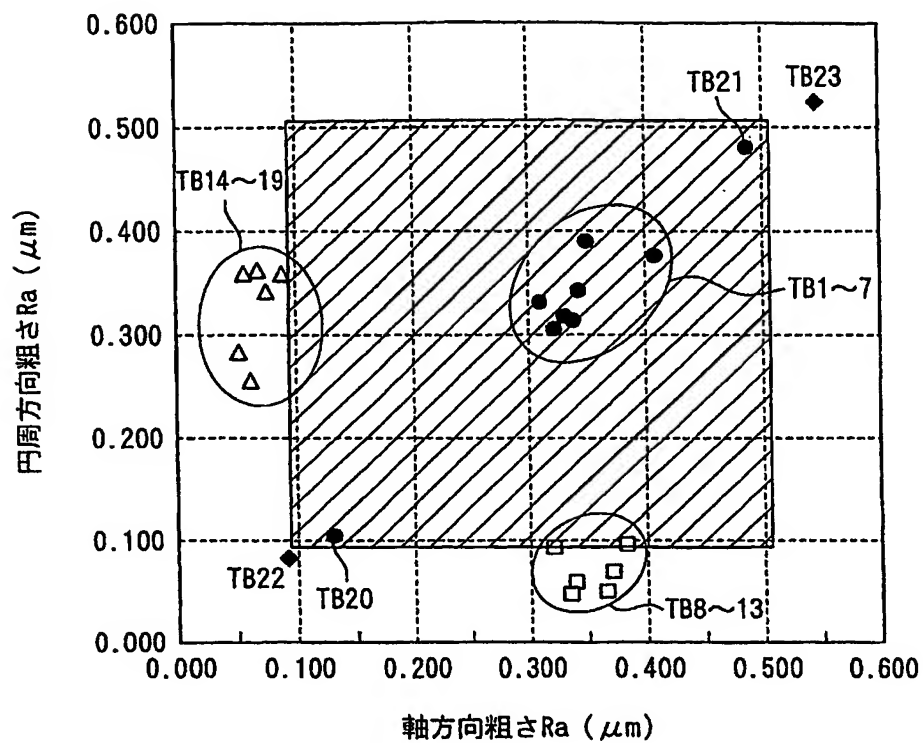


図5



粗さの測定条件

測定長さ  $l = 0.5\text{mm}$

測定個所 外輪軸方向:  $b1(B/2) = 0.7$

外輪円周方向:  $b1(B/2) = 0.4$

図6

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i$$

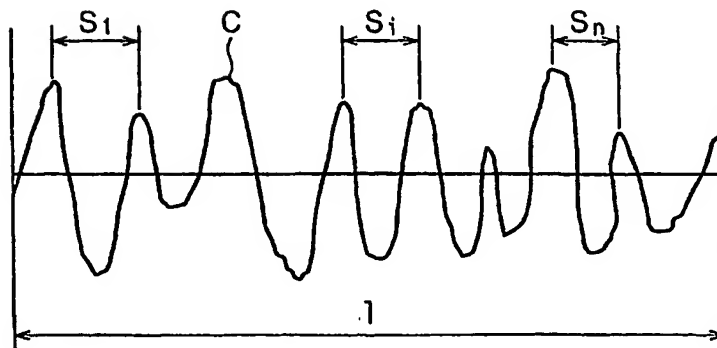


図7

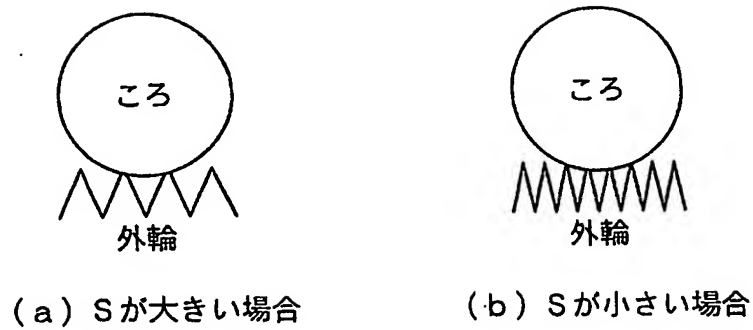


図8

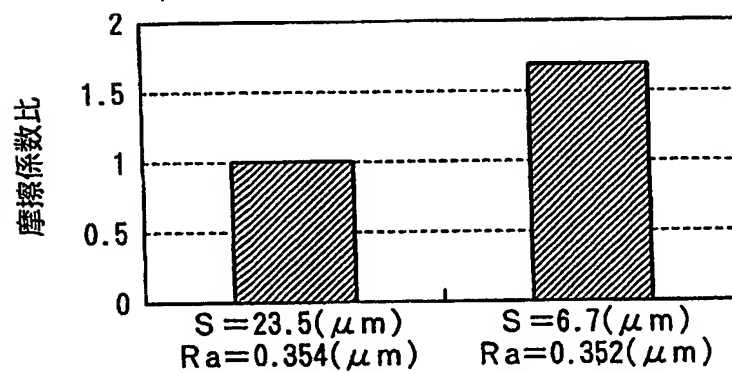


図9

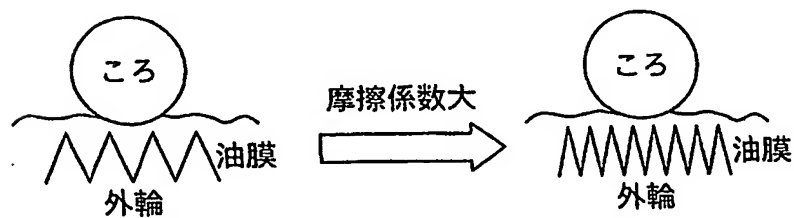
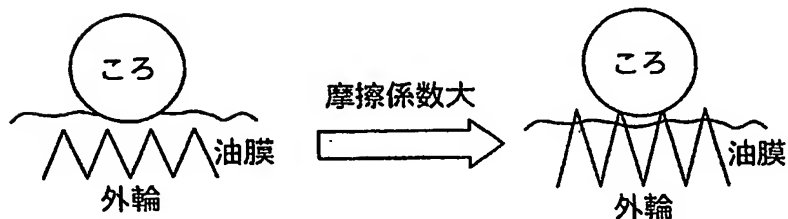
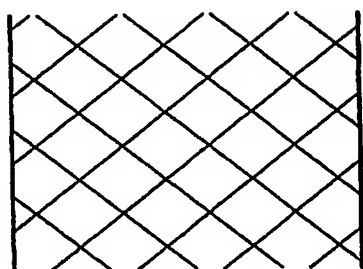
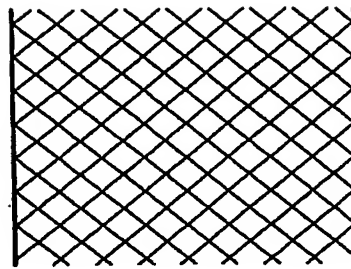


図10



(a) S大(摩擦係数小)



(b) S小(摩擦係数大)

図11

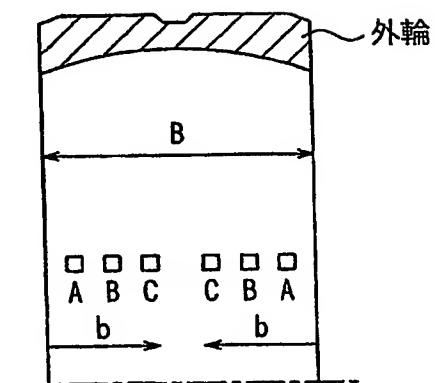


図12

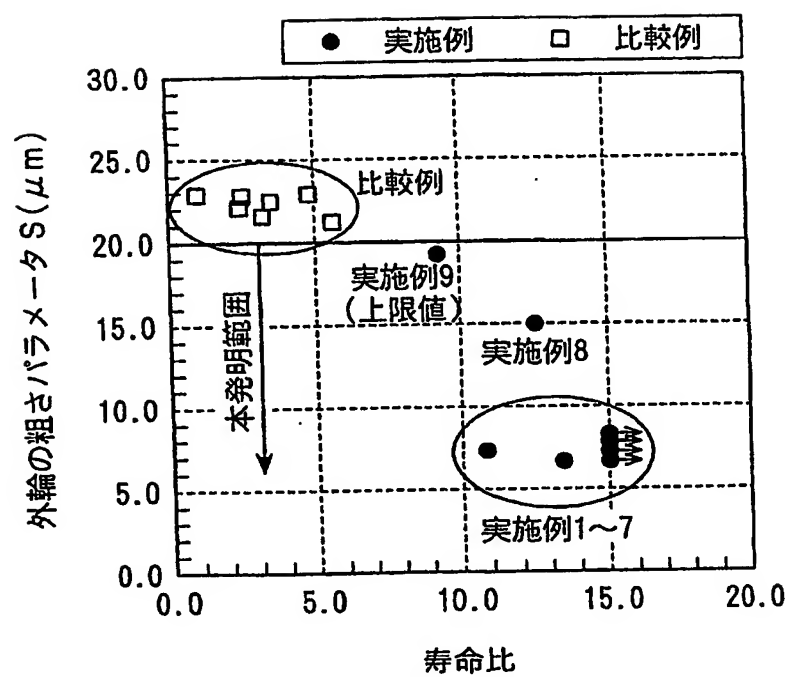




図13

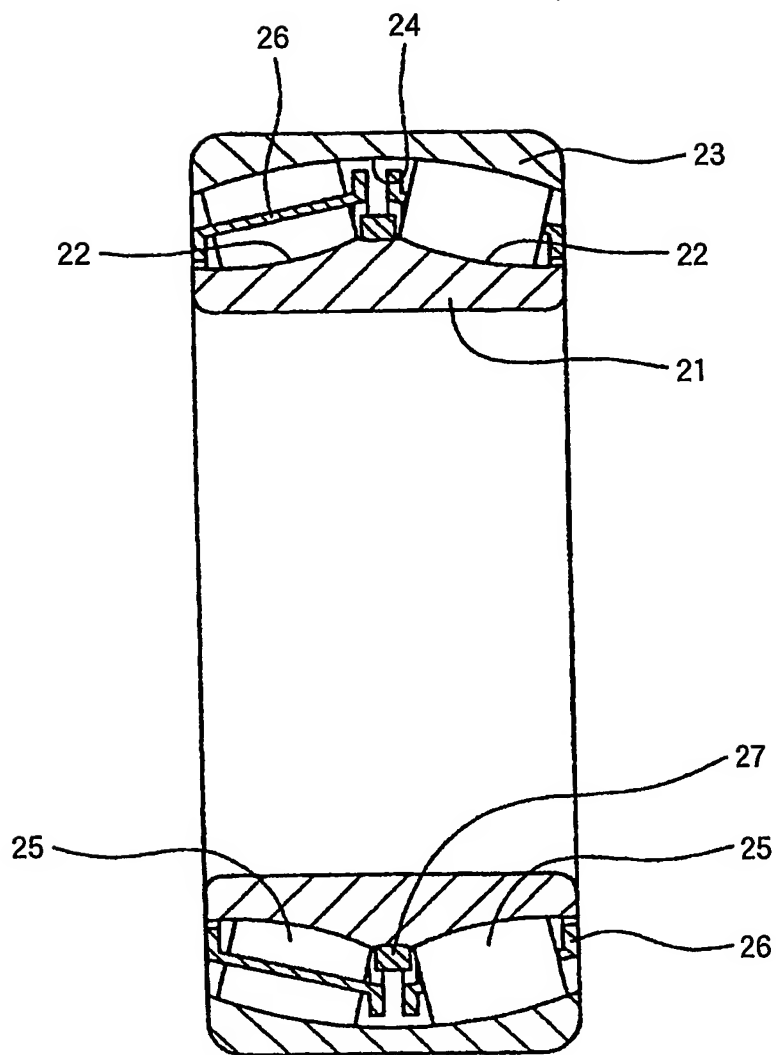


図14

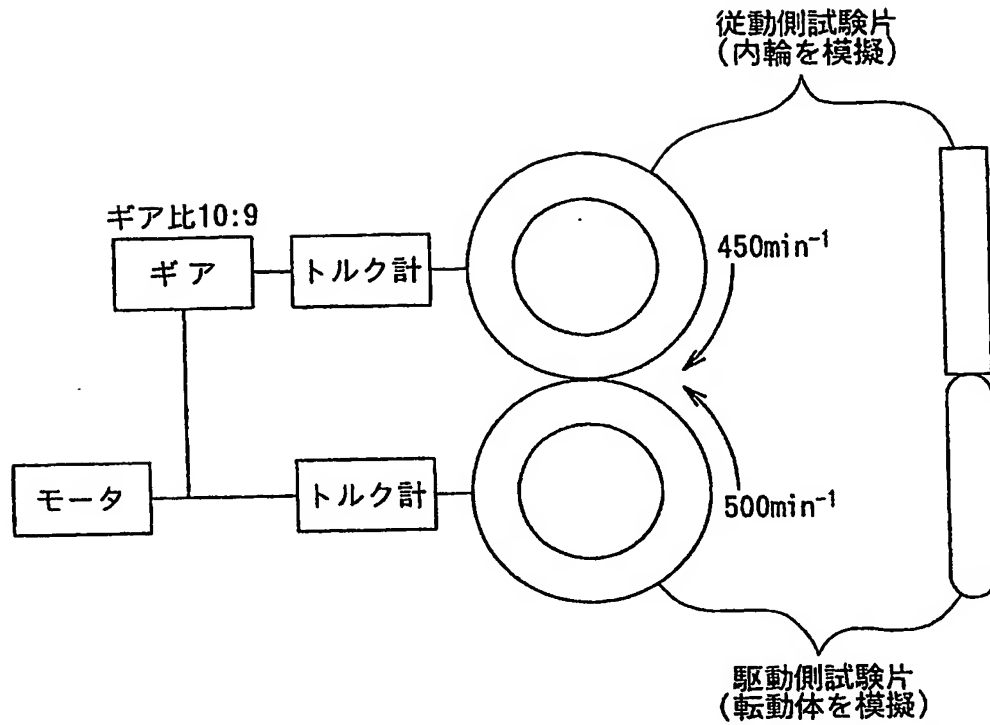


図15

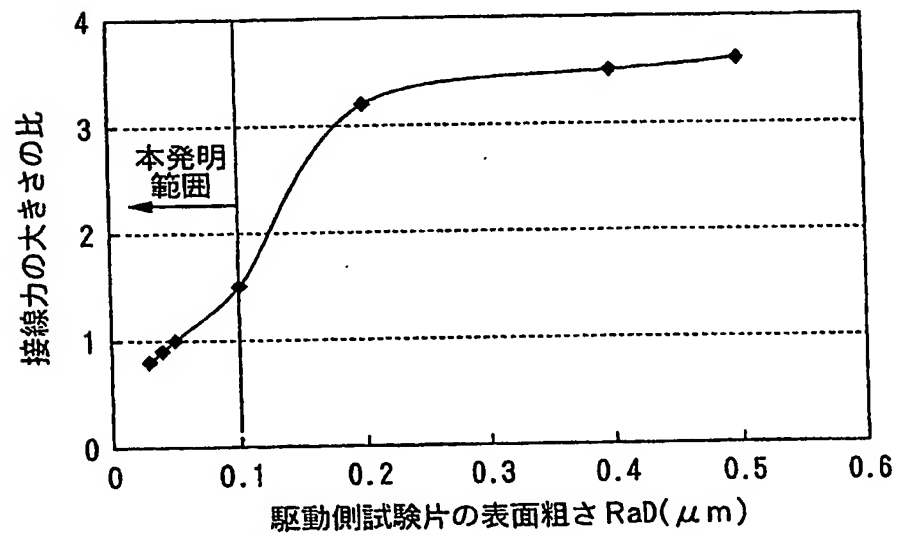


図16

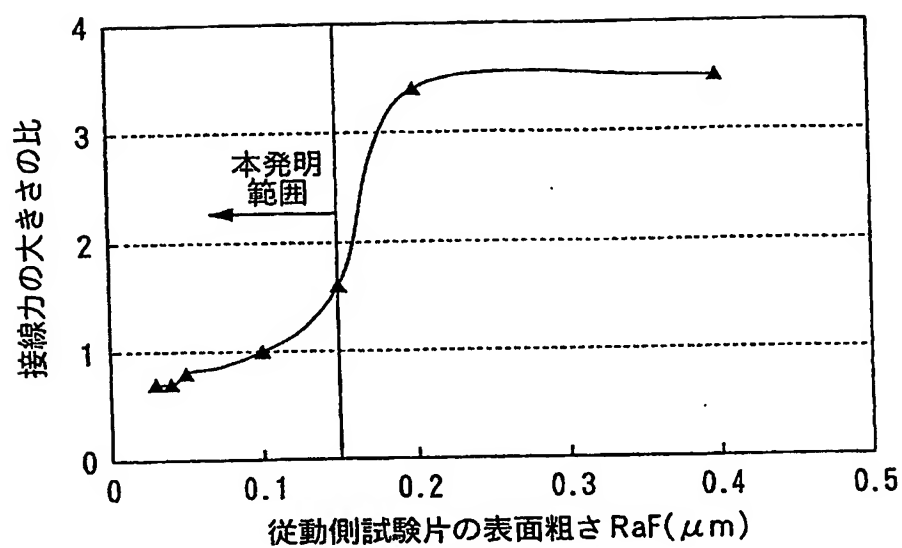


図17

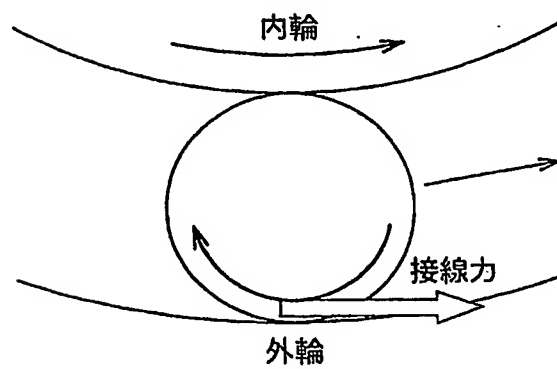


図18

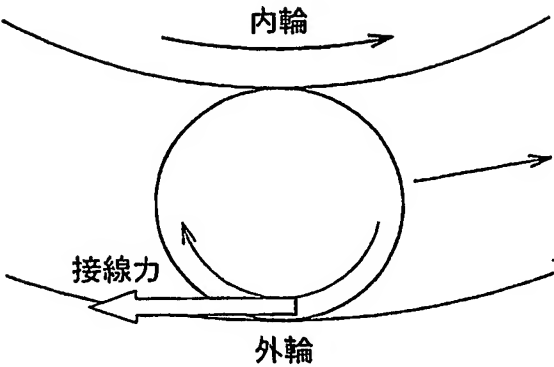


図19

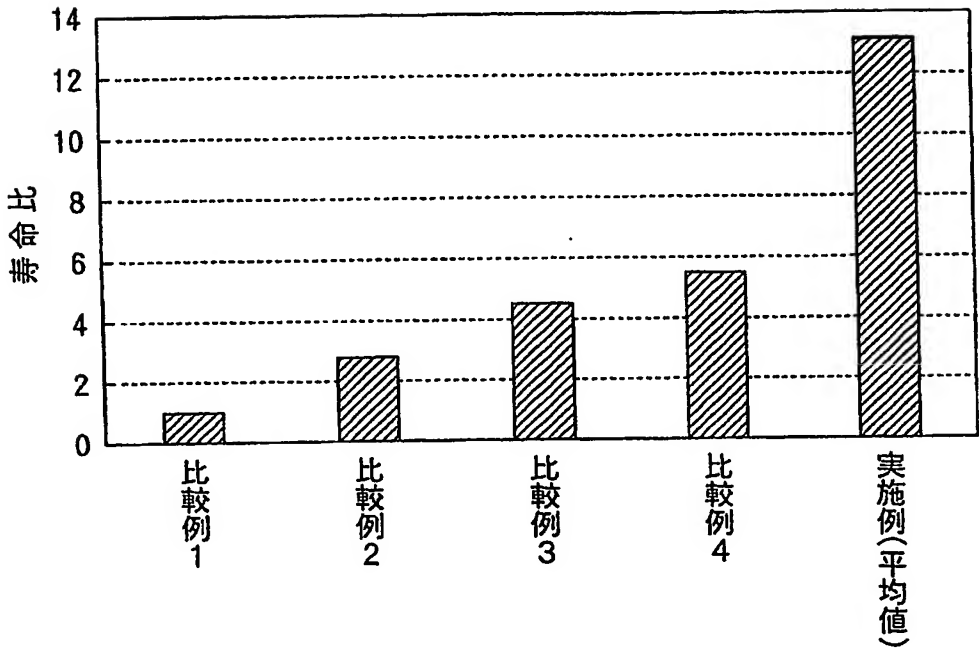


図20

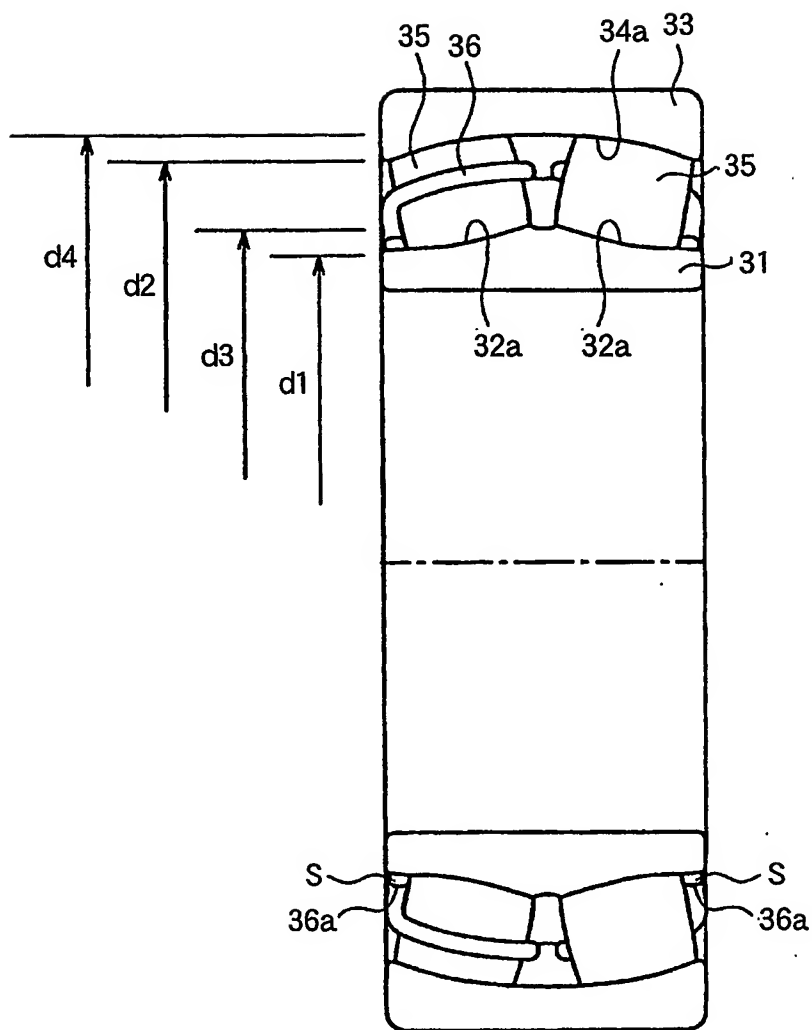


図21

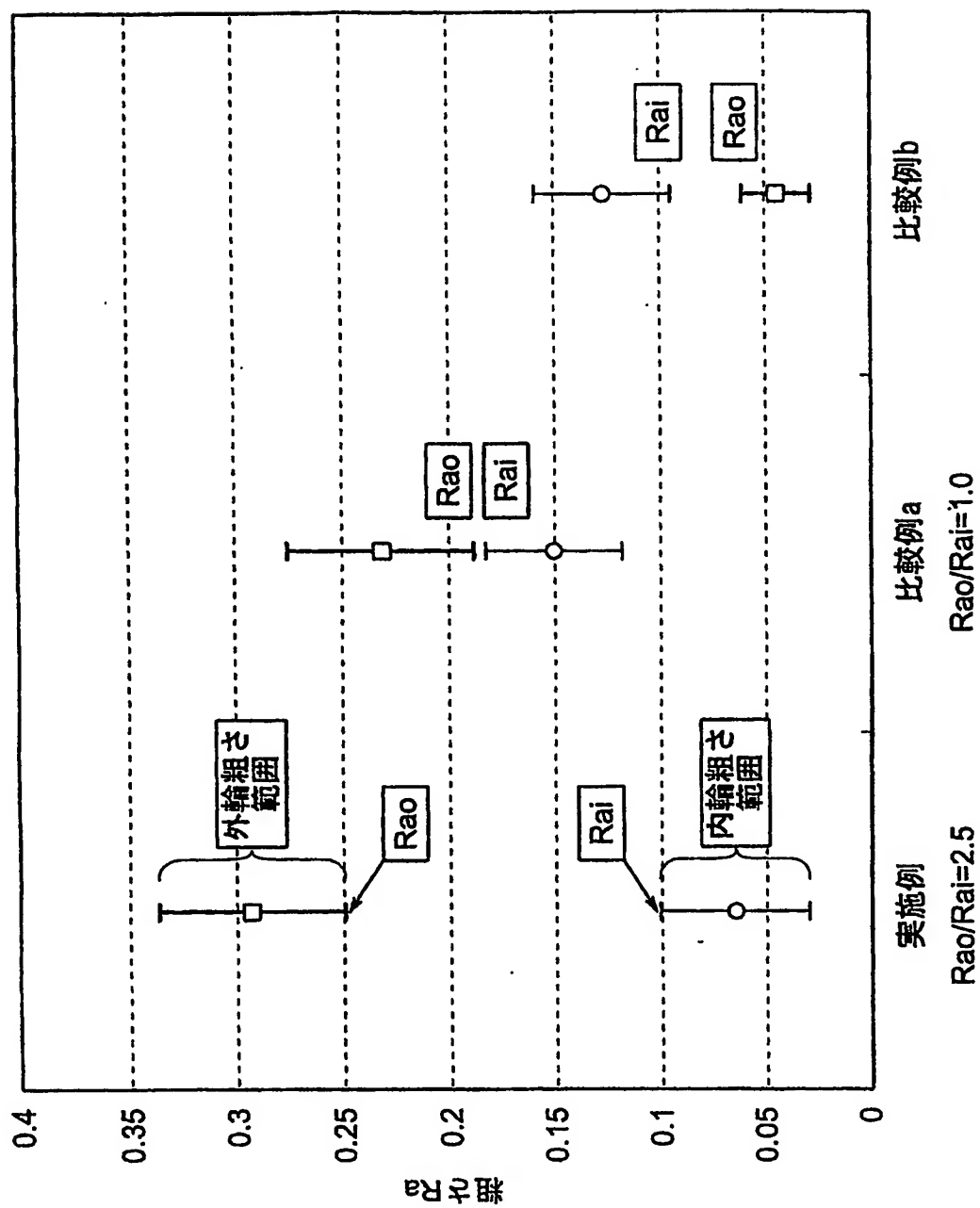


図22

